

UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1

FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

Polycopié

Echangeurs de Chaleur en Energies Renouvelables

Cours et exercices corrigés

2^{ème} année Master Energies Renouvelables

Souheila Mellari



Année universitaire : 2021-2022

Introduction

Chapitre I : Généralités

I. Définition.....	7
II. Classification des échangeurs thermiques.....	7
A. Les échangeurs continus.....	7
1. Echangeurs tubulaires.....	8
a) Echangeurs à double tubes.....	8
b) Echangeurs à faisceaux tubulaires.....	8
2. Echangeurs tubulaires à courants croisés.....	10
3. Echangeurs à ailettes.....	11
4. Echangeurs à plaques.....	12
B. Echangeurs par mélange ou à contact direct.....	13
C. Régénérateurs ou les échangeurs discontinus.....	13
D. Echangeurs de chaleur avec changement de phase.....	15
III. Marché et application des échangeurs de chaleur.....	15

Chapitre II : Grandeurs caractéristiques

I. Coefficients locaux et coefficient global de transfert de chaleur.....	16
A. Coefficients locaux de transfert de chaleur.....	17
1. Coefficients d'échange internes.....	17
2. Coefficients d'échange externes.....	19
B. Coefficient d'échange global.....	19
II. Encrassement dans les échangeurs thermiques.....	22
III. Ordres de grandeurs de coefficient d'échange et d'encrassement.....	23
1. Coefficient d'échange global.....	23
2. Coefficient d'échange superficiel.....	24
3. Résistances d'encrassement.....	24
IV. Grandeurs principales des échangeurs thermiques.....	24
1. Températures et rapports de débits de capacité thermique.....	25
2. Puissance échangée.....	25
V. DLMT, efficacité, NUT et facteur de correction.....	25
1. Calcul de DLMT.....	25
2. Facteur de correction.....	28
3. Efficacité.....	28
4. Taux de circulation.....	29
5. Nombre d'unité de transfert (NUT).....	29
6. Relation entre NUT et efficacité.....	30
VI : Sens de circulation des fluides.....	35
1. Courants parallèles.....	35
2. Courants croisés.....	36
VII. Intensification de l'échange.....	36
1. Surface ailetée.....	36
2. Efficacité des ailettes circulaires.....	39
3. Rendement de l'ailette.....	40
Travaux dirigés N°1.....	41

Chapitre III : Etude des échangeurs de chaleur

I .Evolution des températures.....	54
1. Co-courant.....	54
2. Contre-courant.....	54
II .Principaux types d'échangeurs : coefficients d'échange externes.....	55
A. Echangeurs tubulaires.....	55
1. Echangeurs tubulaires à courants croisés (liquide-gaz).....	55
2. Echangeurs tubulaires à courants croisés (liquide-liquide).....	58
3. Echangeurs tubulaires à courants parallèles.....	58
4. Echangeur avec chicanes.....	61
5. Echangeurs tubulaires à double tubes.....	61
6. Echangeurs à ailettes.....	63
B. Echangeurs à changement de phase.....	63
1. Condenseurs.....	63
a) Distribution de température.....	63
b) Evaluation du coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation.....	64
2. Evaporateurs.....	68
a) Distribution de la température.....	68
b) Evaluation du coefficient de transfert de chaleur lors de l'évaporation.....	69
Travaux dirigés N°2.....	72

Chapitre IV : dimensionnement des échangeurs de chaleur (logiciel SSP)

Prise en main du logiciel SSP.....	91
Cas étudié : Echangeurs à plaques brasées.....	91
Annexes.....	103
Annexe 1 : Propriétés de l'eau et de l'air.....	103
Annexe 2 : Facteur de correction.....	104
Annexe 3 : Abaques $NUT = f(\epsilon)$ pour les échangeurs thermiques.....	105
Références.....	106

Nomenclature

b	hauteur de l'ailette	m
BF	bafle	m
c	capacité thermique massique	kJ/kg.K
D	diamètre	m
e	épaisseur	m
F	facteur de correction	()
f	coefficient de frottement	()
G	vitesse massique	kg/m ² .s
Gr	nombre de Grashoff	()
g	pesanteur	m ² /s
h	coefficient de convection	W/m ² .K
h	enthalpie	kJ/kg
K	coefficient global	W/m ² .K
L	longueur	m
L _c	chaleur latente de condensation	J/kg
m	paramètre de l'ailette	1/m
\dot{m}	débit massique	kg/s
N	nombre	()
Nu	nombre de Nusselt	()
NUT	nombre d'Unité de Transfert	()
p	périmètre	m ²
Pr	nombre de Prandtl	()
Q	puissance thermique	W
q	densité du flux	W/m ²
R	résistance	m ² K/W
Re	nombre de Reynolds	()
S	surface	m ²
St	nombre de Stanton	()
T	température	°C
V	vitesse	m/s
\dot{V}	débit volumique	m ³ /s
x	titre de vapeur	%
Z	nombre de passage	()
w	valeur en du fluide	kJ/s.K

Alphabets grec

Δ	écart	K
β	coefficient de dilatation	1/K
ε	efficacité	()
θ	différence de température	K
φ	paramètre	()
\varnothing	humidité	(%)
η	rendement	()
λ	conductivité thermique	W/m.K
μ	viscosité dynamique	Pa.s
ν	viscosité cinématique	m ² /s

ρ	masse volumique paramètre	kg/m ³ ()
τ	taux de circulation	()

Indices

a	air
ail	ailette
c	chaud, condensation
cu	cuivre
e	entrée, extérieur
en	encrassement
et	étroite
f	froid
F	film
ff	fluide frigorigène
g	givre
h	hydraulique
i	initial, intérieur
L	latéral
l	Liquide
m	moyen
min	minimal
max	maximal
p	paroi
s	sortie, saturé
T	transversal
v	vapeur

Ce polycopié cours et travaux dirigés, module Echangeurs de Chaleur destiné à la filière Master 2 Génie Climatique, option Energies Renouvelables.

Les principaux types des échangeurs de chaleur sont les échangeurs continus, les échangeurs par mélange ou à contact direct, les régénérateurs ou les échangeurs discontinus et les échangeurs de chaleur avec changement de phase.

Ces échangeurs thermiques interviennent dans des très nombreuses réalisations industrielles comme les chaudières, les radiateurs, les réchauffeurs d'eau, les machines frigorifiques, qu'il s'agisse des réfrigérateurs, des climatiseurs ou des pompes à chaleur ; les radiateurs automobiles, les centrales nucléaires, les récupérateurs sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux ...

Les phénomènes de changement de phase à savoir condensation et évaporation utilisés dans les systèmes frigorifiques.

Ce polycopié est composé de quatre chapitres qui sont :

Le premier chapitre sous forme de généralités (classification des échangeurs thermiques où on a cité les principaux types des échangeurs thermiques, marché et application). Sachant que les échangeurs avec faisceau et calandre qui représentent la plus grande partie de l'utilisation totale de tous les échangeurs de chaleur, particulièrement dans les systèmes de réfrigération.

Le deuxième chapitre porte sur les grandeurs fondamentales des échangeurs thermiques. Ce chapitre s'achève par des travaux dirigés 1.

Le troisième chapitre traite le dimensionnement des échangeurs où on a sélectionné quelques formules du nombre de Nusselt qui conviennent pour la plupart des configurations géométriques des échangeurs qu'on peut rencontrer dans les installations frigorifiques et de climatisation. Seuls les échangeurs tubulaires ou échangeur double tubes, les échangeurs à faisceaux tubulaires ou à tubes et calandre, les échangeurs à ailettes, les condenseurs et les évaporateurs qui seront abordés ici. Ce chapitre s'achève par des travaux dirigés 2.

Le quatrième chapitre porte sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur en utilisant logiciel de calcul SSP, il est disponible en deux versions : SSP G8 et SSP Online. SSP G8 est la version complète autonome du SSP Online qu'on peut installer sur notre PC. C'est ce dernier qu'on a utilisé vu qu'on ne dispose pas de la version originale. Pour le cas d'étude, on a opté pour les échangeurs à plaques brasées.

Chapitre I : Généralités

I. Définition

Les échangeurs de chaleur sont des appareils où s'effectue l'échange thermique entre deux fluides à températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

Au sein d'un échangeur de chaleur, on peut trouver les trois modes d'échange de chaleur :

- La conduction thermique qui est la propagation de chaleur, de molécule en molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps superposés et non réfléchissants.
- La convection qui se caractérise par la propagation et le transport de chaleur par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorifique pour la céder à un corps froid.
- Le rayonnement où le transfert de chaleur s'effectue par des vibrations électromagnétiques qui se propagent en ligne droite sans aucun milieu, ie, tout corps même placé dans le vide émet de l'énergie et tout autre corps placé sur son trajet absorbe toute ou une partie de cette énergie. Généralement le rayonnement dans un échangeur de chaleur est négligeable.

II. Classification des échangeurs thermiques

La classification d'un échangeur de chaleur se fait en fonction de :

- nature des deux fluides (liquide, gaz, condensation, évaporation) ;
- critères technologique (tubes, à plaques, canaux, caloducs,...),
- mode de circulation des fluides (Co-courants, contre courants, courants croisés) ;
- mode de transfert de chaleur (convection, rayonnement) ;
- fonctionnement avec contact direct ou indirect entre les deux
- avec ou sans stockage temporaire de la chaleur (régénérateurs) ;
- application.

Les échangeurs thermiques peuvent être : des échangeurs avec ou sans changement de phase

-Sans changement de phase : chaleur sensible seule

-Avec changement de phase: chaleur latente et/ou sensible

*Évaporateur : le fluide froid s'évapore

*Condenseur : le fluide chaud se condense

Les principaux types sont :

A. Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange, on va détailler :

1. Echangeurs tubulaires

+Plus simple

- Surface d'échange importante

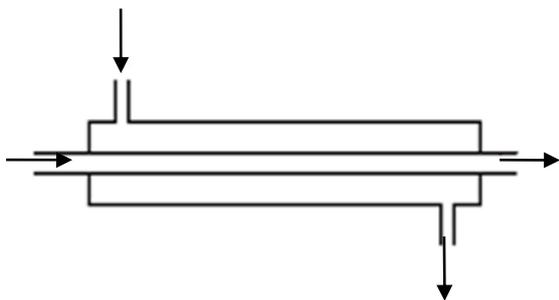
Utilisation

Liquide – liquide (eau/eau, huile/eau, eau surchauffée/eau).

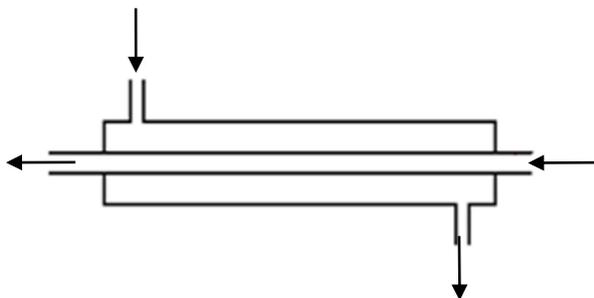
Parmi lesquels on a :

a) Echangeurs à double tubes

Parallèle à co-courant



Parallèle à contre-courant



b) Echangeurs à faisceaux tubulaires (tube et calandre)

+ Compacité maximum (500 m²/m³)

+ Turbulence

- pertes de charge importantes

Utilisation

Liquide – liquide (eau/eau, huile/eau, eau surchauffée/eau)

Gaz – liquide (vapeur/eau)

Parmi lesquels on a :

Echangeurs 1-1

Une passe dans la calandre

Une passe dans les tubes

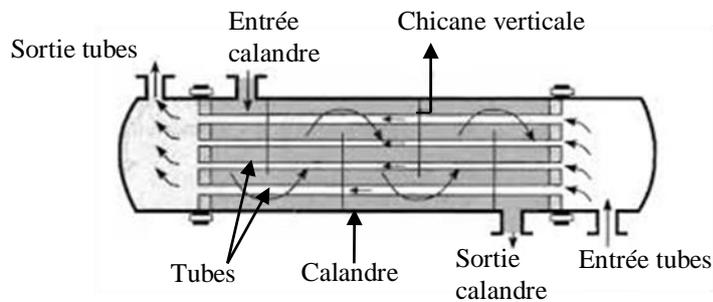


Figure I.1 : Principe d'un changeur de chaleur 1-1 (Bergman et al., 2011).

Echangeurs 1-2 (tube en U)

Une passe dans la calandre

Deux passes dans les tubes

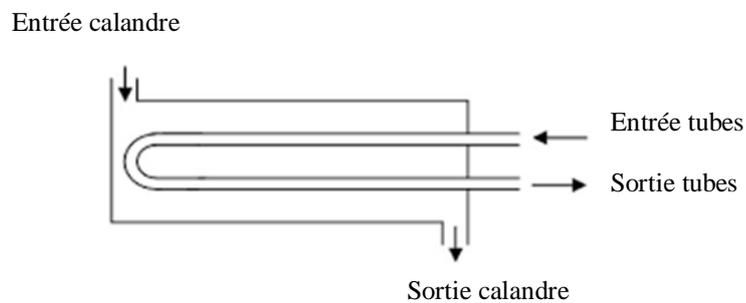


Figure I.2 : Principe d'un échangeur de chaleur 1-2

Echangeurs 1-4

Une passe dans la calandre

Quatre passes dans les tubes

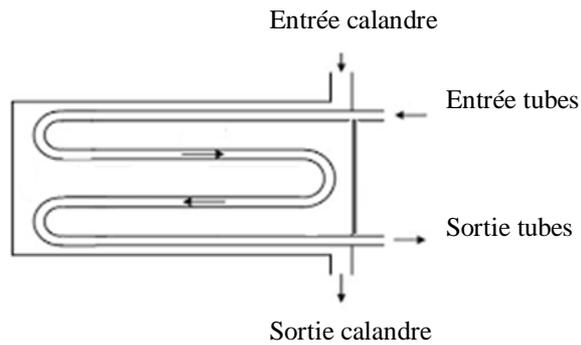


Figure I.3 : Principe d'un échangeur de chaleur 1-4

Echangeurs 2-4

Deux passes dans la calandre
Quatre passes dans les tubes

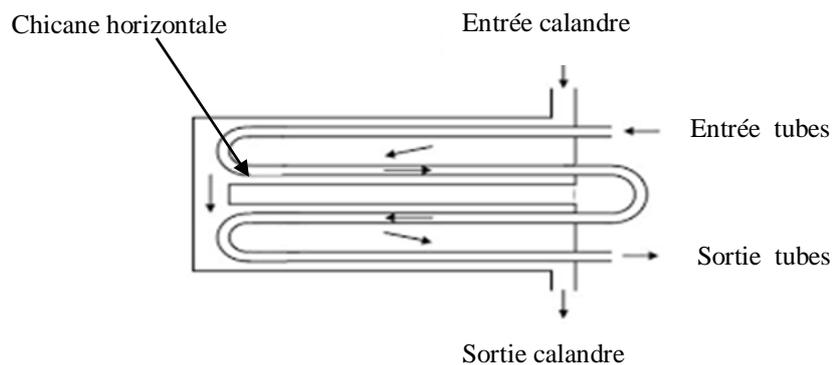


Figure I.4 : Principe d'un échangeur de chaleur 2-4

2. Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide-Gaz)

Les échangeurs à courants croisés sont utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes. L'écoulement autour des tubes est presque perpendiculaire au faisceau de tubes.

Note :

- non brassé : fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de faible section
- brassé: fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts et de faible section.

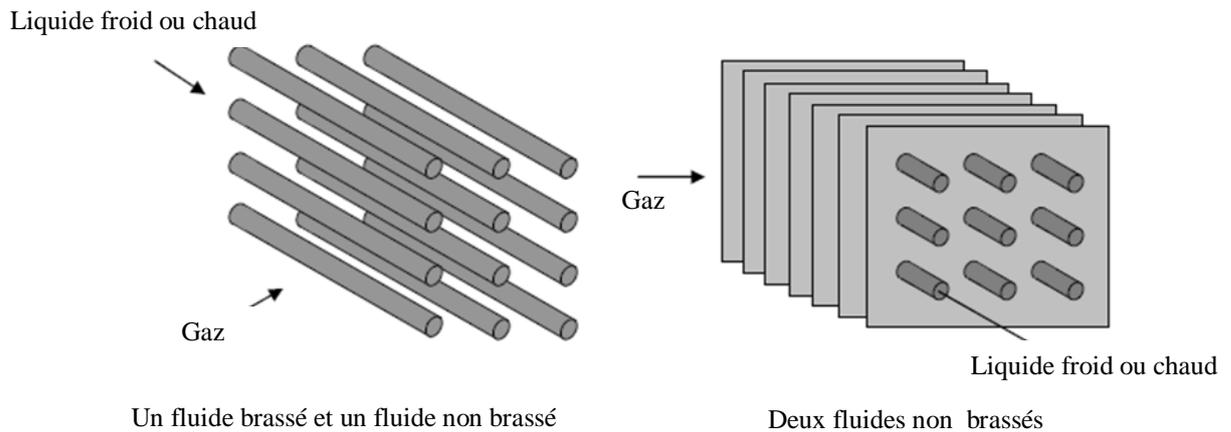


Figure I.5 : Principe des échangeurs tubulaires à courants croisés (Bergman et al., 2011).

3. Echangeurs à ailettes

Les échangeurs à ailettes (ou batterie à ailettes) : ce sont des échangeurs tubulaires utilisés dans les évaporateurs et les condenseurs à air.

+ Compacité maximum (1000 m²/m³)

- Dimensionnement complexe.

Utilisation

Liquide– gaz (eau-air, huile-air)

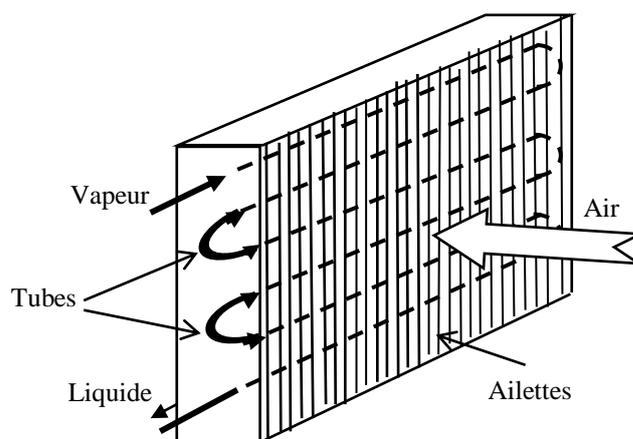


Figure I.6: Principe d'un échangeur de chaleur à ailettes (IIR publication, 1976)

4. Echangeurs à plaques

- + Compacité maximum ($500 \text{ m}^2/\text{m}^3$)
- + Turbulence
- Pertes de charge importantes

Utilisation

Liquide– liquide (eau-eau)

Gaz – gaz (air-air)

Parmi lesquels, on a :

- Echangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire.

- Echangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile. On trouve dans ce genre d'échangeurs avec circulation des fluides est latérale et avec circulation des fluides est diagonale.

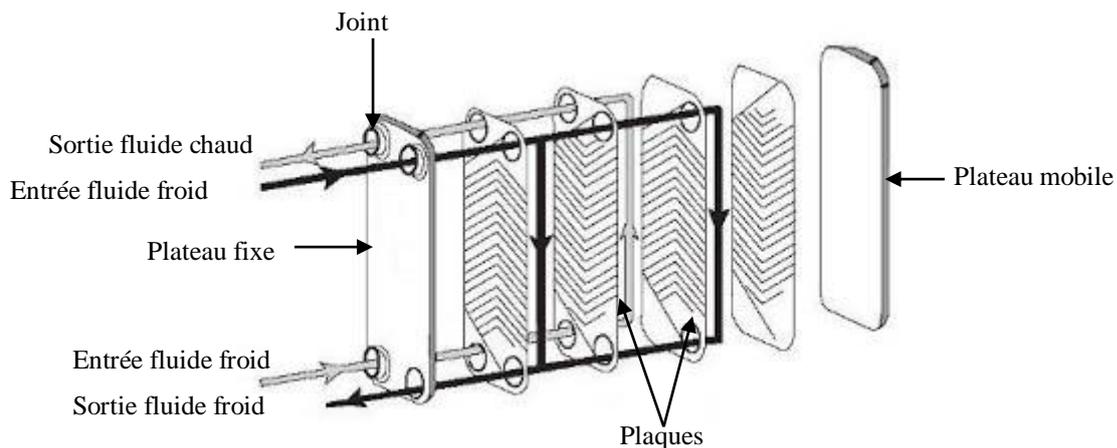


Figure I.7 : Principe d'un échangeur de chaleur à plaques et joints (site online)

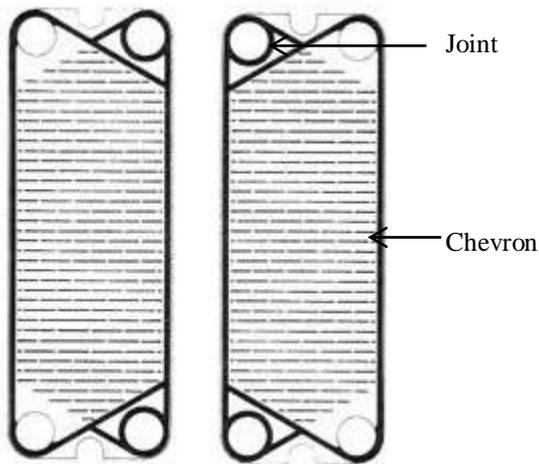


Figure I.8 : Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides latérale

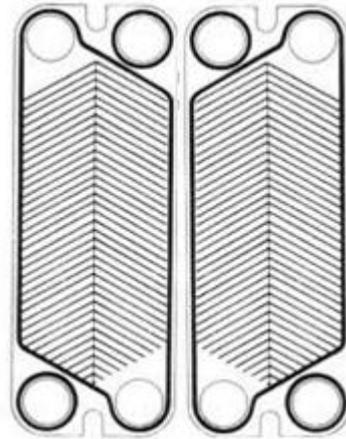


Figure I.9: Échangeurs à plaques et joints avec circulation des fluides diagonale

B. Echangeurs par mélange ou à contact direct

Certaines applications impliquent une forme de "mélange" des deux fluides : le contact direct, où les deux fluides sont intimement mélangés.

- les désurchauffeurs de vapeur ;
- les dégazeurs ;
- les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée ;
- les ballons de détente de purges...

C. Régénérateurs ou les échangeurs discontinus

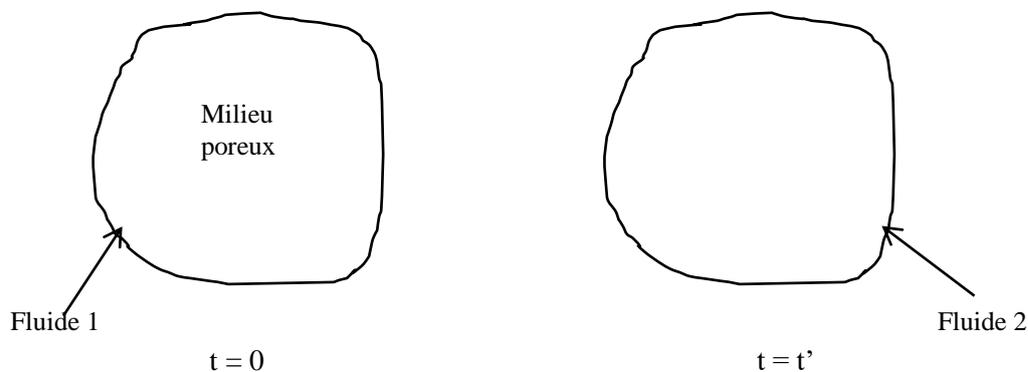


Figure I.10: Régénérateur ou échangeur discontinus

Ce sont des échangeurs dans lesquels est organisé le stockage temporaire de la chaleur du fluide chauffant avant de la transmettre au fluide chauffé.

La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

La chaleur est transférée d'un gaz chaud à un gaz froid à travers un cylindre rotatif de feuilles de métal densément assemblées, appelées des lamelles. Ces lamelles sont assemblées dans des conteneurs et tournent lentement dans un flux gazeux et dans l'autre.

Un gaz chaud fluit sur la surface des lamelles métalliques, élevant leur température. Lorsque le rotor tourne, à environ 1 tr/min., les lamelles chauffées déplacent dans le flux de gaz froid, accroissant sa température. Ce type des échangeurs thermiques est destiné pour des applications à grande échelle

Utilisation

Gaz –gaz (air-air)

- les brûleurs régénératifs
- les réchauffeurs d'air rotatifs ou échangeur à accumulation

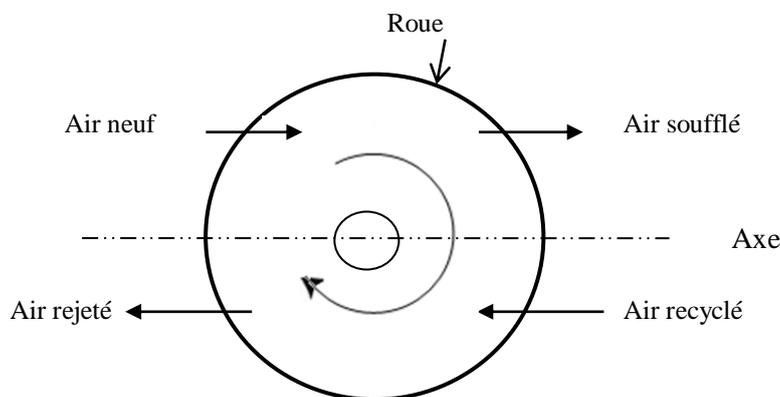


Figure I.11: Réchauffeur d'air rotatif

L'échangeur rotatif est un échangeur à accumulation qui est constitué d'une roue comportant de fins canaux et dont une moitié est traversée par le gaz chauffant et l'autre par le gaz chauffé : l'un provenant d'un procédé exothermique et l'autre est généralement de l'air ambiant.

D. Echangeurs de chaleur avec changement de phase

Les condenseurs

Les évaporateurs

Les bouilleurs

III. Marché et application des échangeurs de chaleur

Ils sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie :

- industries alimentaires, de produit chimique;
- domaine d'électronique ;
- technologie environnementale ;
- rétablissement de chaleur résiduelle ;
- industrie ;
- climatisation, réfrigération ;
- applications de l'espace.

Chapitre II : Grandeurs caractéristiques

I. Coefficients locaux et coefficient global de transfert de chaleur

On estime les coefficients d'échange par convection, en adoptant la méthode suivante :

- On évalue le Nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré ;
- On calcule ensuite le Nombre de Reynolds de chaque écoulement ;
- La connaissance des Nombres de Prandtl et de Reynolds permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de Nusselt.

Et à partir des corrélations expérimentales : $Nu=f(Re,Pr)$ on déduit alors le coefficient d'échange convectif, h , cherché.

Convection forcée :

$$Nu = C(R_e)^m (P_r)^n \quad (Eq.II.1)$$

Convection libre :

$$Nu = C(Gr.Pr)^n \quad (Eq.II.2)$$

Note : Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température, et de vitesses du fluide également précisé.

Rappel sur les nombres sans dimension utilisés :

Nombre de Reynolds : il caractérise le régime d'écoulement, et représente le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité.

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad \text{avec : } \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (Eq.II.3)$$

Nombre de Prandtl : il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la température, il ne dépend que des constantes physiques caractéristiques du fluide.

$$Pr = \frac{\mu.c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad \text{avec : } a = \frac{\lambda}{\rho.c_p} \quad (Eq.II.4)$$

Nombre de Grashoff : il caractérise la force de viscosité du fluide.

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot D^3}{\mu^2} \quad (Eq.II.5)$$

avec : $\beta = \frac{1}{T}$: coefficient de dilatation volumique à pression constante (1/K)

Nombre de Stanton : il représente le rapport du transfert total sur le transfert par convection.

$$St = \frac{h}{v \cdot \rho \cdot c_p} \quad (Eq.II.6)$$

Nombre de Nusselt : il caractérise le transfert de chaleur par convection. Il est le rapport entre la densité du flux thermique général et la densité du flux thermique par conduction.

$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (Eq.II.7)$$

On emploie également : $Nu = St Re Pr$

D'autre part, dans le nombre de Reynolds on fait souvent intervenir la grandeur :

$G = \rho_0 V_0$ (kg / m² .s ou N.s / m³) : appelée vitesse massique, et qui est une quantité de mouvement par unité de volume, ou mieux encore une densité de flux de masse.

Facteur de correction :

$$\left(\frac{Pr_m}{Pr_p} \right)^r = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^r \quad (Eq.II.8)$$

μ_m : viscosité du fluide à la température moyenne ;

μ_p : viscosité du fluide à la température de la paroi.

A. Coefficients locaux de transfert de chaleur

1. coefficients d'échange internes

Cas d'un tube lisse avec écoulement turbulent pleinement développé, on utilise les relations suivantes :

Colburn type Dittus-Bolter

$$Nu_D = 0.023 Re_e^{0.8} Pr^n \quad (Eq.II.9)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé
- $0.6 \leq P_r \leq 160$
- $Re \geq 10^4$
- $\frac{L}{D} \geq 10$
- $n=0.4$ fluide qui s'échauffe
- $n=0.3$ fluide qui se refroidit

Seider-Tate(1936)

$$Nu_D = 0.027 Re^{0.8} P_r^{0.33} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (Eq.II.10)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé
- $0.7 \leq P_r \leq 16700$
- $Re \geq 10^4$
- $\frac{L}{D} \geq 10$

Gnielinski

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) P_r}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (P_r^{2/3} - 1)} \quad (Eq.II.11)$$

Corrélation de Peturkov

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (Eq.II.12)$$

Conditions

- Régime turbulent pleinement développé ;
- $0.5 \leq P_r \leq 2000$
- $3000 \leq Re \leq 5.10^6$
- $\frac{L}{D} \geq 0$

Note : pour un écoulement turbulent pleinement développé dans un tube circulaire rugueux, on utilise Gnielinski et Peturkov.

Cas d'un écoulement laminaire

Dans les conditions courantes rencontrées avec les échangeurs, qui correspondent à $\varphi_p \cong \text{cte}$, la corrélation de **Sieder et Tate** donne des ordres de grandeur corrects :

$$Nu_D = 1,86 \left(Re Pr \frac{L}{D_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (\text{Eq.II.13})$$

Conditions :

$$Re < 2100$$

$$Pr > 0,5$$

$$\frac{\mu_m}{\mu_p} < 10$$

$$\frac{L}{D_i} < 0,08 Re.Pr$$

L : longueur de tube

Les paramètres de référence

$$L_0 = D_i$$

V_0 = vitesse débitante (ou vitesse de mélange)

Cas écoulement laminaire pleinement développé (tubes longs)

Convection avec surface uniforme (flux uniforme)

$$Nu_D = 4,33$$

Convection avec température uniforme

$$Nu_D = 3,66$$

2. Coefficients d'échange externes

(Suivant le type d'échangeur de chaleur voir chapitre III)

B. Coefficient d'échange global

Prenons une paroi plane séparant deux fluides, l'un chaud et l'autre froid.

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_f S_f} + \frac{e}{\lambda_p S} + \frac{1}{h_c S_c} \quad (\text{Eq.II.15})$$

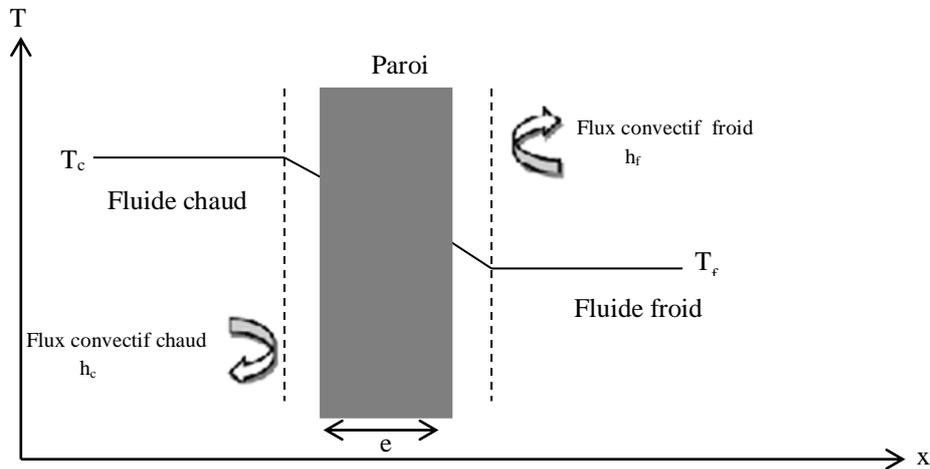


Figure II.1: Paroi plane

En définitif, la performance réelle d'un échangeur sera déduite du calcul de l'un ou de l'autre des deux coefficients d'échange global suivants :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_f S} + \frac{e}{\lambda_p} \frac{S_c}{S} + \frac{1}{h_c}} \quad (\text{Eq.II.16})$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p} \frac{S_f}{S} + \frac{1}{h_c} \frac{S_f}{S}} \quad (\text{Eq.II.17})$$

Si $S_c = S_f = S$ alors $\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_c}$ (Eq.II.18)

Prenons deux tubes concentriques séparant deux fluides, l'un chaud et l'autre froid.

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} \quad (\text{Eq.II.19})$$

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{\text{Ln}\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{1}{h_f S_f} \quad (\text{Eq.II.20})$$

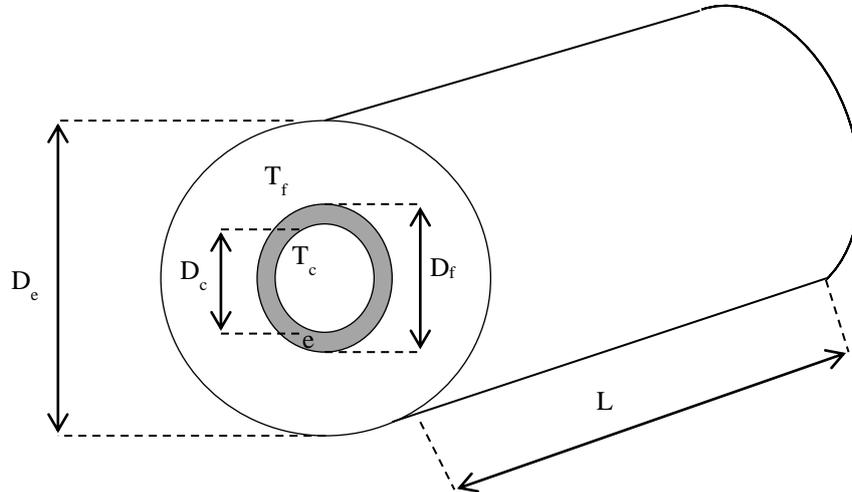


Figure II.2:Tubes concentriques

avec : $S_c = \pi D_c L$

et $S_f = \pi D_f L$

De même :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{D_c \text{Ln}\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_f} \frac{S_c}{S_f}} \quad (\text{Eq.II.21})$$

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} \frac{S_f}{S_c} + \frac{D_f \text{Ln}\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{Eq.II.22})$$

Note : $K_c \times S_c = K_f \times S_f$ mais $K_c \neq K_f$ sauf si $S_c = S_f$

$S_c = S_f$ si et seulement si :

- Résistance de la paroi, $R_p \rightarrow 0$ ($e \ll \ll$)
 - Coefficient d'échange global, $K \gg \gg \rightarrow R_p \approx 0$
- Dans ce cas :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_c} \quad (Eq.II.23)$$

Note: Pour le calcul du flux, on choisit de le rapporter généralement à la surface extérieure.

II. Encrassement dans les échangeurs thermiques

Les fluides utilisés dans les échangeurs renferment des impuretés ou des sels minéraux qui dès la mise en marche de l'échangeur de chaleur encrassent les parois internes des tubes, provoquant une résistance complémentaire à la transmission de la chaleur dont il faut tenir compte après quelques mois, généralement une année.

Pour deux tubes concentriques :

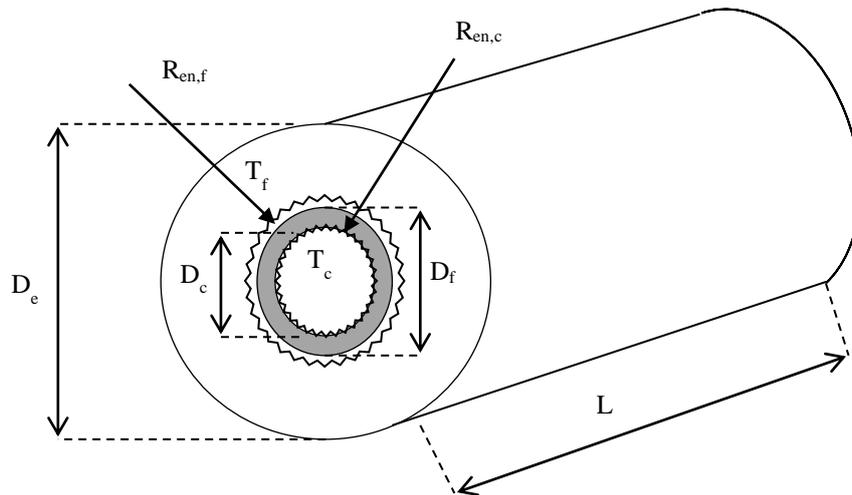


Figure II.3 : Tubes concentriques avec encrassement

Le coefficient de chaleur global est :

$$\frac{1}{K.S} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{R_{en,c}}{S_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{1}{h_f S_f} + \frac{R_{en,f}}{S_f} \quad (Eq.II.24)$$

$$\frac{1}{K_c} = \left(\frac{1}{h_c} + R_{en,c}\right) + \frac{R_c}{\lambda_p} \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right) + \left(\frac{1}{h_f} + R_{en,f}\right) \frac{S_c}{S_f} \quad (Eq.II.25)$$

$$\frac{1}{K_f} = \left(\frac{1}{h_c} + R_{en,c} \right) \frac{D_f}{D_c} + \frac{R_f}{\lambda_p} \ln \left(\frac{D_f}{D_c} \right) + \frac{1}{h_f} + R_{en,f} \quad (Eq.II.26)$$

$$S_c = \pi D_c L$$

$$S_f = \pi D_f L$$

III. Ordres de grandeurs des coefficients d'échange et d'encrassement

Il est toujours utile d'avoir en tête un ordre de grandeur des valeurs numériques à calculer.

1. Coefficient d'échange global

Tableau II.1: Ordre de grandeur du coefficient d'échange global (Holman, 2010)

Type d'échangeur	K (W/m ² .K)
condenseur de vapeur d'eau	1100-1600
réchauffeur d'eau	1100-5600
Condenseurs à eau	
- à immersion	250-300
- à double tube et contre-courant	700-900
- multitubulaire horizontaux	700-1100
Condenseur à air	
- Convection forcée	20-30
- Convection naturelle	10-15
Condenseur évaporatif	350-600
Évaporateur à air	
- Convection forcée	16 à 24
- Convection naturelle	8-10
Echangeur eau-eau	850-1800
Batteries à ailettes (tube: eau, ailette: air)	25-70
	25-70
Echangeur eau/huile	110-350
Condenseur d'ammoniac avec eau comme fluide secondaire	850-1400
Echangeur gaz/gaz	10-40
Évaporateur de HFC à tubes et calandre à détente directe	800-1600
Évaporateur noyé de HFC à tubes et calandre	500-1200

Note: K condenseur à air > K évaporateur à air, car il n'y a pas de résistance de givre.

2. Coefficient d'échange superficiel

Tableau II.2 : Ordre de grandeurs du coefficient d'échange superficiel h (Holman, 2010).

Type d'échange	$h(\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$
HFC en évaporation à convection forcée	1000-5000
Ammoniac en évaporation	5000-10000
ébullition	3000-10000
Evaporateur employé en conditionnement d'air à $T_0 = ^\circ\text{C}$	
Delta T=10K	175-230
Delta T=20K	800-1150
condensation	900 –5 000
Coté eau dans la calandre	10-100
Air extérieur	30 - 80

3. Résistances d'encrassement

Tableau II.3: Ordre de grandeur de résistances d'encrassement de quelques fluides (Holman, 2010).

Fluide	$R_{en} (\text{m}^2 \text{ K}/\text{W})$
Eau de mer ($<50^\circ\text{C}$)	10^{-4}
Eau de mer ($>50^\circ\text{C}$)	2.10^{-4}
Eau de ville ($<50^\circ\text{C}$)	2.10^{-4}
Eau de ville ($>50^\circ\text{C}$)	$3,5.10^{-4}$
Eau de rivière	$3,5 \text{ à } 7.10^{-4}$
Eau traitée pour chaudière	2.10^{-4}
Eau déminéralisée	9.10^{-5}
Vapeur d'eau	$1 \text{ à } 2.10^{-4}$
Fluides frigorigènes	2.10^{-4}
Air industriel	4.10^{-4}
fioul	9.10^{-4}
Huile lubrifiante	2.10^{-4}

VI. Grandeurs principales des échangeurs thermiques

Soit un échangeur fonctionnant à co-courant ou à contre-courant dont les flux des fluides chaud et froid sont caractérisés par les paramètres suivants :

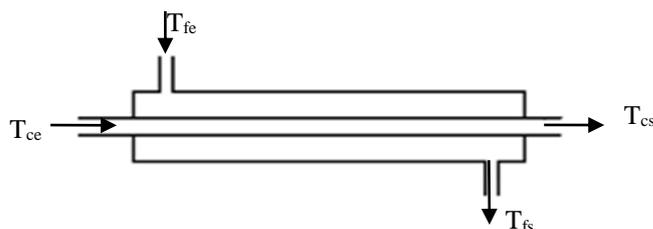


Figure II.4 : Principe d'un échangeur de chaleur à co-courants

1. Températures et rapports de débits de capacité thermique

- T_{ce} = température d'entrée du fluide chaud en °C;

- T_{cs} = température de sortie du fluide chaud en °C;

- ΔT_c = écart de température du fluide chaud entre l'entrée et la sortie = $T_{cs} - T_{ce}$ en K ;

- T_{fe} = température d'entrée du fluide froid en °C;

- T_{fs} = température de sortie du fluide froid en °C;

- ΔT_f = écart de température du fluide1 entre l'entrée et la sortie = $T_{fs} - T_{fe}$ en K ;

- θ_i = différence de température initiale = $T_{ce} - T_{fe}$;

- ΔT_1 = plus grande différence de température en K ;

- ΔT_2 = plus petite différence de température en K ;

- ΔT_m = écart moyen logarithmique de température en K ;

- $w_c = c_c \times \dot{m}_c$ = valeur en du fluide chaud en kJ/s.K ;

- $w_f = c_f \times \dot{m}_f$ = valeur en du fluide froid en kJ/s.K ;

- c_c = capacité thermique massique du fluide chaud en kJ/kg.K ;

- c_f = capacité thermique massique du fluide froid en kJ/kg.K ;

- \dot{m}_c = débit massique du fluide chaud en kg/s ;

- \dot{m}_f = débit massique du fluide froid en kg/s.

2. Puissance échangée

La quantité de chaleur transmise par unité de temps est alors donnée par la formule suivante :

$$Q = (\dot{m} \times c)_{chaud} (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m} \times c)_{froid} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.II.27)$$

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \Rightarrow w_c \times \Delta T_c = w_f \times \Delta T_f \quad (Eq.II.28)$$

La quantité de chaleur transmise par la paroi est:

$$Q = K.S.\Delta T_m \quad (Eq.II.29)$$

V. DLMT, efficacité, NUT et facteur de correction

Calcul de DLMT

1. Cas d'un échangeur Co- courants

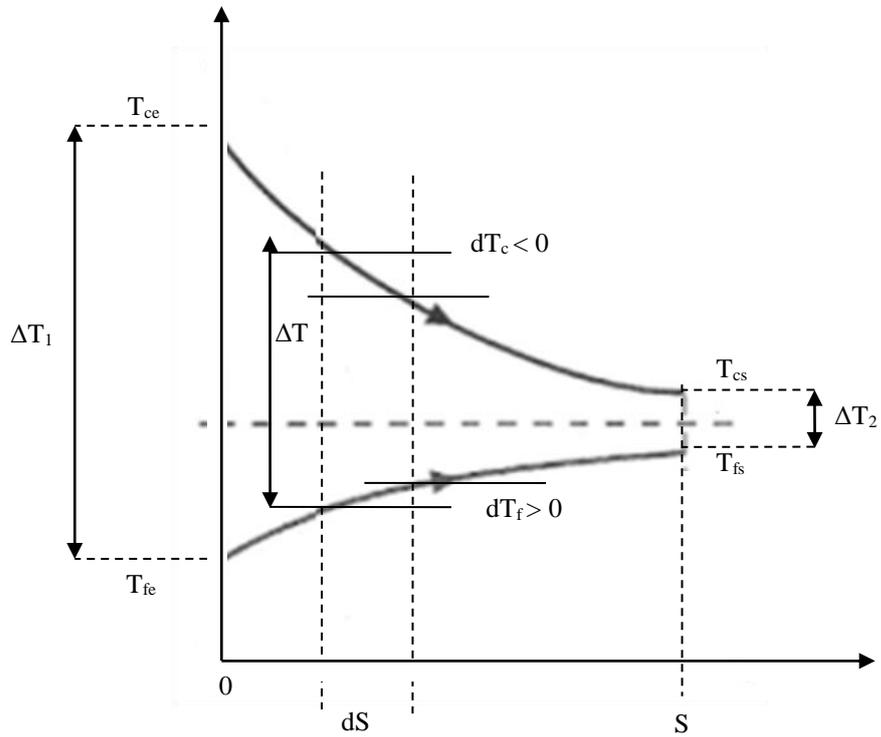


Figure II.5 : Evolution de la température d'un échangeur de chaleur à Co-courants

Soit :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) \quad (Eq.II.30)$$

Le flux de chaleur cédé ou reçu est :

$$dQ = -\dot{m}_c \cdot c_c \cdot dT_c = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot dT_f \quad (Eq.II.31)$$

Ce qui donne :

$$dT_c = \frac{-dQ}{\dot{m}_c \times c_c} \text{ et } dT_f = \frac{dQ}{\dot{m}_f \times c_f} \quad (Eq.II.32)$$

En remplaçant (Eq.II.32) dans (Eq.II.31) on aura :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c \times c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f \times c_f} \right) dQ \quad (Eq.II.33)$$

Le flux de chaleur à travers la paroi est :

$$dQ = K(T_c - T_f)dS \quad (\text{Eq.II.34})$$

En remplaçant(Eq.II.34) dans (Eq.II.33), on aura :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c \times c_{c.}} + \frac{1}{\dot{m}_f \times c_{f.}}\right).K.(T_c - T_f)dS \quad (\text{Eq.II.35})$$

D'après le bilan d'énergie total :

$$Q = \dot{m}_c \times c_c (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \times c_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{Eq.II.36})$$

$$\Rightarrow \dot{m}_c \times c_{c.} = \frac{Q}{(T_{ce} - T_{cs})} \quad \text{et} \quad \dot{m}_f \times c_{f.} = \frac{Q}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad (\text{Eq.II.37})$$

En remplaçant (Eq.II37) dans(Eq.II.35), on aura :

$$dT_c - dT_f = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q}\right).K.(T_c - T_f)dS \quad (\text{Eq.II.38})$$

$$\frac{dT_c - dT_f}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q}\right).K.dS \quad (\text{Eq.II.39})$$

$$\int_e^s \frac{dT_c - dT_f}{(T_c - T_f)} = \int_e^s -\left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{Q} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{Q}\right).K.dS \quad (\text{Eq.II.40})$$

$$\text{Ln} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -(T_{ce} - T_{cs} + T_{fs} - T_{fe}) \frac{K.S}{Q} \quad (\text{Eq.II.41})$$

$$\text{Ln} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{K.S}{Q} \quad (\text{Eq.II.42})$$

$$Q = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Ln} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} K.S \quad (\text{Eq.II.43})$$

Par analogie à :

$$Q = K.S.\Delta T_m \quad (Eq.II.44)$$

Alors :

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right)} \quad (Eq.II.45)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fe})$$

$$et \Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fs})$$

Cas d'un échangeur à contre-courant :

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fs})$$

$$et \Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fe})$$

2. Facteur de correction

Dans le cas d'un échangeur plus complexe (cas d'un échangeur de chaleur à courants croisés avec un fluide brassé, échangeurs tubulaires tube et calandre), on modifie le résultat de DLMT en introduisant un facteur F, et on aura :

$$Q = F \times K \times S \times \Delta T_m \quad (Eq.II.46)$$

Où F est donné par des abaques en fonction de P et R :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad et \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (Eqs.II.47)$$

3. Efficacité

L'efficacité d'un échangeur est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance échangée maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur.

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} \quad (Eq.II.48)$$

Q_{max} : Un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre, en général on a:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T : \text{ecart de température du fluide qui commande le transfert}}{\theta_i : \text{différence de température des entrées des deux fluides}}$$

Car :

$$Q_{max} = w_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = w_{min} \times \theta_i \quad (Eq.II.49)$$

Et $Q_{réelle} = w_{min} \times \Delta T$ (fluide qui commande le transfert)

4. Taux de circulation

C'est le rapport :

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} < 1 \quad (Eq.II.50)$$

Ce rapport constitue la seconde grandeur fondamentale d'un échangeur thermique.

5. Nombre d'unité de transfert (NUT)

Ajoutons que la troisième grandeur fondamentale d'un échangeur est son nombre d'unité de transfert (NUT) qui est le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{K \times S}{w_{min}} \quad (Eq.II.51)$$

Si $w_f > w_c$: le fluide chaud commande le transfert (car il a le plus grand écart de température)

$$Q_{réel} = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (Eq.II.52)$$

Pour $S \rightarrow \infty$, on obtient : $Q_{\max} = W_c (T_{ce} - T_{fe})$ (Eq.II.53)

→ efficacité de refroidissement $\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$ (Eq.II.54)

→ Le rapport $\tau = \frac{w_c}{w_f} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c}$ (Eq.II.55)

→ $NUT = \frac{K \times S}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_m}$ (Eq.II.56)

On voit donc que :

→ $K \times S \times \Delta T_m = w_c \times \Delta T_c$ (Eq.II.57)

Et l'équation donnant la quantité d'énergie thermique transmise par unité de temps devient :

$Q = w_c \times \Delta T_c = w_c \times \varepsilon \times \theta_i$ (Eq.II.58)

Si $w_f < w_c$: le fluide froid commande le transfert (car il a le plus grand écart de température)

$Q_{reel} = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe})$ (Eq.II.59)

Pour $S \rightarrow \infty$, on obtient : $Q_{\max} = w_f (T_{ce} - T_{fe})$ (Eq.II.60)

→ $\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$ (Eq.II.61)

→ Le rapport $\tau = \frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}$ (Eq.II.62)

→ $NUT = \frac{KS}{w_f} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_m}$ (Eq.II.63)

→ $K \times S \times \Delta T_m = w_f \times \Delta T_f$ (Eq.II.64)

$Q = w_f \times \Delta T_f = w_f \times \varepsilon \times \theta_i$ (Eq.II.65)

6. Relation entre NUT et efficacité

Supposant que le fluide chaud commande le transfert.

$$\text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{Q} S \quad (\text{Eq.II.66})$$

On a :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{Eq.II.67})$$

ou bien : $w_c \times \Delta T_c = w_f \times \Delta T_f$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = K \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fe} - T_{fs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} S \quad (\text{Eq.II.68})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{(T_{cs} - T_{ce})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} \right) KS \quad (\text{Eq.II.69})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{-(T_{ce} - T_{cs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \frac{-(T_{fs} - T_{fe})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} \right) KS \quad (\text{Eq.II.70})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{-(T_{ce} - T_{cs})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})} + \cancel{\frac{-(T_{fs} - T_{fe})}{w_c (T_{ce} - T_{cs})}} \right) KS \quad (\text{Eq.II.71})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{-1}{w_c} + \frac{-1}{w_c} \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \right) KS \quad (\text{Eq.II.72})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{-1}{w_c} + \frac{-1}{w_c} \frac{w_c}{w_f} \right) KS \quad (\text{Eq.II.73})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \left(\frac{-1}{w_c} - \frac{1}{w_f} \right) KS \quad (\text{Eq.II.74})$$

$$\Rightarrow \text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = - \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS \quad (\text{Eq.II.75})$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.76})$$

$$1 - \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.77})$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} - \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.78})$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.79})$$

$$\Rightarrow \frac{T_{ce} - T_{fe} - T_{cs} + T_{fs}}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.80})$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.81})$$

Or : $\Rightarrow \varepsilon = \frac{\text{fluide qui commande le transfert}}{\theta_i} = \frac{\Delta T_c}{\theta_i}$

On fait :

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{cs})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.82})$$

Eq.II.82 devient :

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.83})$$

$$\Rightarrow \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \times \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = 1 - e^{- \left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f} \right) KS} \quad (\text{Eq.II.84})$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\cancel{T_{ce}} - T_{cs}}{\cancel{T_{ce}} - T_{cs}} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (\text{Eq.II.85})$$

$$\Rightarrow \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{cs})} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (\text{Eq.II.86})$$

$$\Rightarrow \left(1 + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (\text{Eq.II.87})$$

$$\Rightarrow \left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right) \times \varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS} \quad (\text{Eq.II.88})$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right)} \quad (\text{Eq.II.89})$$

On fait :

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{1}{w_c} + \frac{1}{w_f}\right)KS \times \frac{w_c}{w_c}}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right)} \quad (\text{Eq.II.90})$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\left(\frac{w_c + w_c}{w_c + w_f}\right) \frac{KS}{w_c}}}{\left(1 + \frac{w_c}{w_f} \right)} \quad (\text{Eq.II.91})$$

On sait que : $\tau = \frac{w_{\min}}{w_{\max}} = \frac{w_c}{w_f}$ et $NUT = \frac{K \times S}{w_c}$

Alors :

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-(1+\tau)NUT}}{(1+\tau)} \quad \text{ou} \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+\tau)}}{(1+\tau)} \quad (\text{Eqs.II.92})$$

Dans le cas d'un échangeur à contre-courants:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}} \quad (\text{Eq.II.93})$$

Dans le cas d'un échangeur à courants croisés:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT}}{1 + \tau(1 - e^{-NUT})/2} \quad (Eq.II.94)$$

Cas particuliers

Tous types d'échangeurs, si $\tau = 0$

Soit w_{max} tend vers l'infini, cela veut dire que la variation de température est nulle : les échangeurs concernés sont les échangeurs à température constante qui sont les évaporateurs et les condenseurs.

Soit w_{min} tend vers 0 : veut dire que le débit ou c_p trop petit.

Donc : la valeur de ε est identique dans les trois cas.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (Eq.II.95)$$

Note : La méthode de l'écart logarithmique, si elle est commode pour évaluer une surface d'échange (les quatre températures des fluides étant connues a priori) présente une limite d'utilisation lorsqu'il s'agit d'évaluer la puissance thermique échangée pour un échangeur de surface connue. Une méthode -celle de l'efficacité et du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) est proposée pour éviter cette difficulté. L'objet de cette dernière méthode de dimensionnement est d'évaluer la puissance thermique transférée dans un échangeur dont la géométrie est connue.

Tableau II. 4 : ε – NUT de quelques échangeurs (Holman, 2010)

Echangeur à Co-courant (EACP)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+\tau)}}{(1+\tau)}$
Echangeur à contre-courant (EACC)	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-\tau)}}{1 - \tau e^{-NUT(1-\tau)}}$
Echangeur à courants croisés : fluides non brassés	$\varepsilon = 1 - e^{\frac{1}{\omega\tau} \left[e^{-NUT(\omega\tau-1)} \right]}$ avec $\omega = NUT^{-0,22}$
Echangeur à courants croisés : fluides brassés	$\varepsilon = \left(\frac{1}{1 - e^{-NUT}} + \frac{\tau}{1 - e^{-\tau NUT}} + \frac{1}{NUT} \right)^{-1}$
Echangeur à courants croisés : fluide w_{min} non brassé, w_{max} brassé	$\varepsilon = \frac{1}{\tau} \left(1 - e^{-\tau [1 - e^{-NUT}]} \right)$
Échangeur à courants croisés : fluide w_{min} brassé, w_{max} non brassé	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{\tau} [1 - e^{-\tau NUT}]}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 1 passe côté calandre et 2 passes côté tubes	$\varepsilon = 2 \left[1 + \tau + \frac{1 + e^{-NUT(1+\tau^2)^{1/2}}}{1 - e^{-NUT(1+\tau^2)^{1/2}}} (1 + \tau^2)^{1/2} \right]^{-1}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes) : 2 passe côté calandre et 4 passes côté tubes	$\varepsilon = \frac{\left[(1 - \varepsilon_{1-2}\tau)(1 - \varepsilon_{1-2})^2 \right] - 1}{\left[(1 - \varepsilon_{1-2}\tau)(1 - \varepsilon_{1-2})^2 \right] - \tau}$
Echangeur tubulaire (calandre/tubes): n passes au calandre et 2n, 4n,... passes aux tubes	$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2}\tau}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_{1-2}\tau}{1 - \varepsilon_{1-2}} \right)^n - \tau}$
Cas spécial pour $\tau = 1$	$\varepsilon = \frac{n\varepsilon_{1-2}}{1 + (n-1)\varepsilon_{1-2}}$
Tous échangeurs ($\tau = 0$)	$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

VI : Sens de circulation des fluides

1. Courants parallèles

*Co-courants (anti-méthodiques)

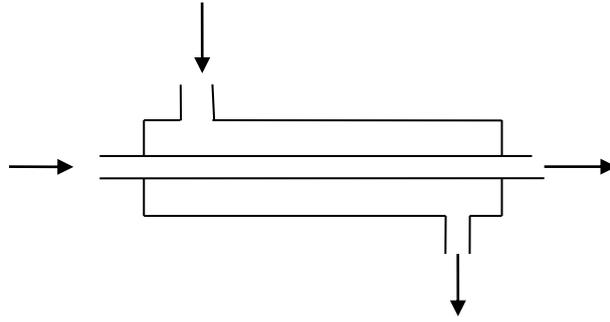


Figure II.6: Echangeur de chaleur à Co-courants

*Contre-courants (méthodiques)

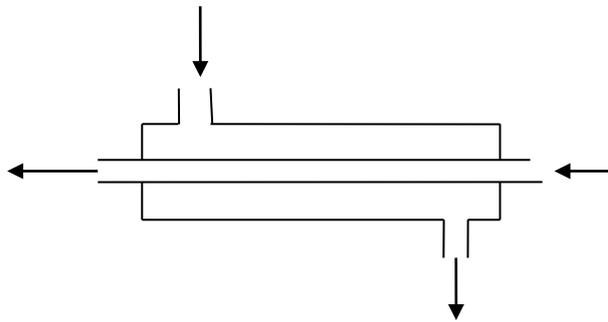


Figure II.7: Echangeur de chaleur à contre-courants

2. Courants croisés (Liquide– gaz)

Deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

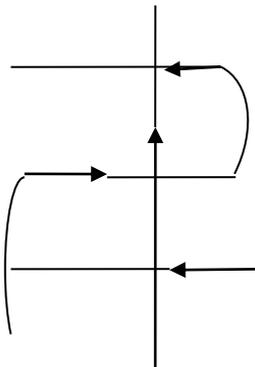


Figure II.8 : Echangeur de chaleur à courants croisés

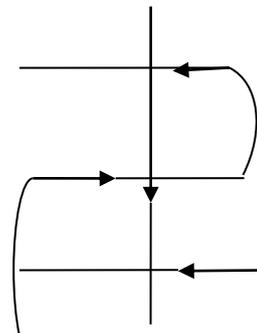


Figure II.9: Echangeur de chaleur à entrées opposées entrées du même côté

VII : Intensification de l'échange

1. Surface ailetée

Une ailette est analogue à un échangeur thermique disposée à la périphérie des tubes (ou sur des plaques) visant à augmenter la surface d'échange ou de contact avec un fluide extérieur pour augmenter les échanges convectifs, et par conséquent le transfert de chaleur.

$$\varepsilon = \frac{\text{flux évacué par l'ailette}}{\text{flux qui serait évacué sans l'ailette}}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{ail}}{Q_{max}} \quad (\text{Eq.II.96})$$

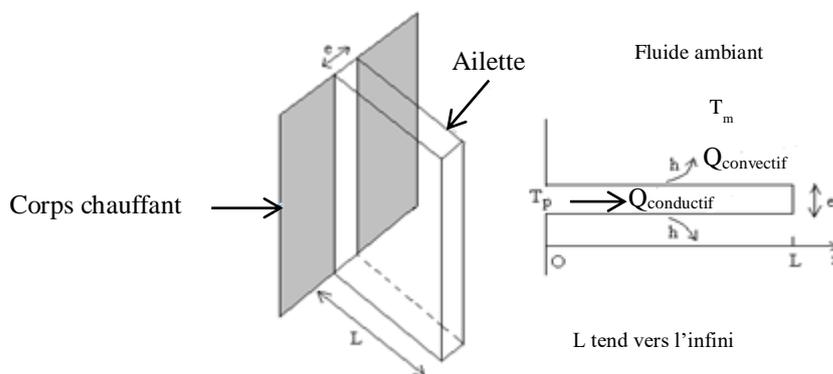


Figure II.10: Principe d'un échangeur de chaleur à surface ailetée

Le champ de température dans l'ailette étant à l'évidence multidimensionnel (en d'autres termes, la température dans l'ailette dépend de plusieurs variables d'espace), le flux thermique s'obtient par intégration sur la surface d'échange S_{ail} de l'ailette :

$$Q_{ail} = \iint_{S_{ail}} h \times dS \times (T_p - T_m) \quad (\text{Eq.II.97})$$

Dans l'absolu, l'évaluation de cette intégrale nécessite de résoudre un problème de conduction thermique multidimensionnel, donc compliqué. Dans la pratique, la littérature donne des abaques ou des formulaires pour des configurations courantes.

$$Q_{max} = h(T_p - T_m) \quad (\text{Eq.II.98})$$

h : coefficient moyen de convection à la surface d'une ailette ;

T_p : température de la paroi (c'est-à-dire une ailette de conductivité infinie) ;

T_m : température de mélange du fluide au niveau de l'ailette considérée (ou bien l'air qui entoure l'ailette).

$$T_m = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2} \quad (Eq.II.99)$$

Car l'ailette est analogue à un échangeur de chaleur.

Notons de plus :

Le flux total transféré par la paroi ailetée a donc pour valeur, en considérant le tronçon associé à une ailette :

$$Q_{tot} = Q_{max} \times S_L + Q_{ail} \times S_{ail} \quad (Eq.II.100)$$

S_{ail} = surface totale d'une ailette (incluant les deux faces) ;

S_L = surface latérale de la paroi entre deux ailettes (à la température T_p).

D'où :

$$Q_{tot} = Q_{max} (S_L + \varepsilon S_{ail}) \quad (Eq.II.101)$$

Ou encore :

$$Q_{tot} = h(S_L + \varepsilon \times S_{ail})(T_p - T_m) \quad (Eq.II.102)$$

Pour l'ensemble de la paroi ailetée :

$$Q = Q_t \times \text{nombre d'ailettes} \quad (Eq.II.103)$$

Cas particulier d'une ailette infinie :

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{\lambda_{ail} \times p}{h \times S}} \quad (Eq.II.104)$$

λ_{ail} : conductivité thermique de l'ailette ;

S : aire transversale de l'ailette ;

p : périmètre.

Note :

- ailette est dite thermiquement infinie quand la température au bout de l'ailette est considérée comme égale à la température du fluide qui entoure l'ailette.

- en raison du gradient de température qui existe dans l'ailette, un mètre carré d'ailette n'est pas équivalent à un mètre carré de paroi.

2. Efficacité des ailettes circulaires

En pratique, on se sert d'abaques donnant ε en fonction des paramètres géométriques et thermiques. Ainsi, pour les ailettes circulaires (Figure II.11), posons :

D_e : diamètre extérieur de l'ailette ;

b : hauteur de l'ailette = $(D_e - D) / 2$;

e : épaisseur de l'ailette ;

l : distance entre deux ailettes.

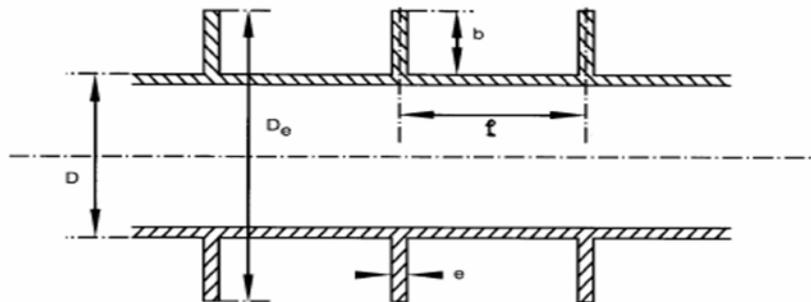


Figure II.11 : Coupe d'un tube aileté

Le calcul montre que ε dépend à la fois du rapport D_e / D et du groupement adimensionnel

$b \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{ail} \times e_{ail}}}$, comme il apparaît sur l'abaque de la figure II.12.

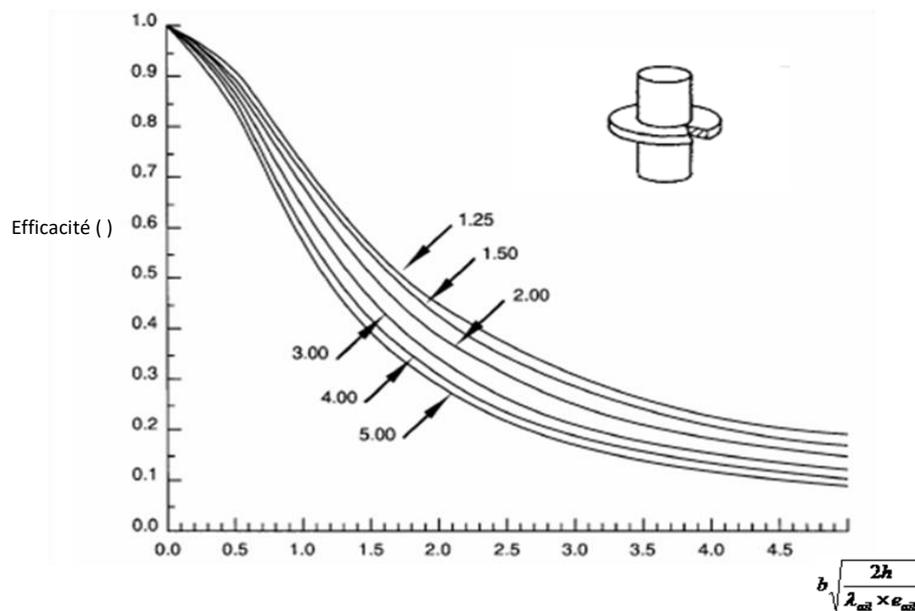


Figure II.12: Efficacités d'une ailette circulaire d'épaisseur e constante pour différentes valeurs D_e/D

3. Rendement de l'ailette

Le rendement d'une surface ailetée est défini comme le rapport du flux échangé sur toute la surface, sur le flux qui aurait été échangé si la totalité de la surface était à la température de base de tube.

$$\eta_{ail} = \frac{\text{flux évacué par l'ailette}}{\text{flux qui serait évacué par une ailette parfaite}}$$

$$\eta_{ail} = \frac{\text{quantité de chaleur transmise par l'ailette à la température de l'air à refroidir}}{\text{quantité de chaleur transmise par l'ailette si l'ailette était à la température du tube}}$$

Pour les basses températures, on prend 80 à 200 ailettes/m

Pour la climatisation jusqu'à 500 ailettes /m

En nous plaçant dans les conditions d'une ailette de longueur finie avec extrémité isolée (ou si le flux en bout de l'ailette est négligeable)

$$\eta_{ail} = \frac{th(m \times L)}{m \times L} \quad (\text{Eq.II.105})$$

On définit m le paramètre de l'ailette :

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\lambda_{ail} \times e_{ail}}} \quad [m^{-1}] \quad (\text{Eq.II.106})$$

Cas d'un faisceau de tubes :

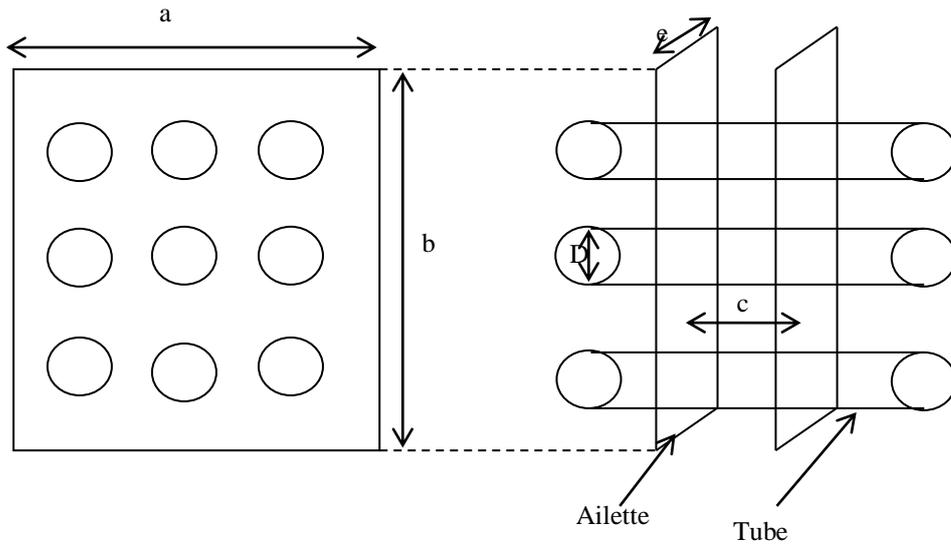


Figure II.12: Efficacités d'une ailette circulaire d'épaisseur e constante pour différentes valeurs D_e/D

$$L = \varphi \frac{D_e}{2} \quad (\text{Eq.II.107})$$

où $\varphi = (\rho - 1)(1 + 0,35Ln\rho)$ (Eq.II.108)

avec : $\rho = 1,28 \frac{a}{D_e} \sqrt{\frac{a}{b}} - 0,2$ (Eq.II.109)

On définit m le paramètre de l'ailette :

$$m^2 = \frac{h \times p}{\lambda \times S} \quad (\text{Eq.II.110})$$

Note : S.I [1/m] n'est une unité.

Travaux dirigés N°1

Exercice 1

Deux échangeurs à Co-courants et à contre-courant fonctionnent dans les conditions suivantes:

$$T_{ce} = 350 \text{ °C}; \quad T_{cs} = 200 \text{ °C}$$

$$T_{fe} = 120 \text{ °C}; \quad T_{fs} = 190 \text{ °C}$$

Calculer la différence logarithmique moyenne des deux échangeurs et commenter les résultats ?

Solution

a) Co-courants

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} = \frac{(200 - 190) - (350 - 120)}{\text{Ln} \left(\frac{200 - 190}{350 - 120} \right)} = 70,16 \text{ °C}$$

b) contre-courant

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Ln} \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} = \frac{(350 - 190) - (200 - 120)}{\text{Ln} \left(\frac{350 - 190}{200 - 120} \right)} = 115,41 \text{ °C}$$

On remarque que ΔT_m de l'échangeur à contre-courant est supérieur à celle de l'échangeur à co-courants, donc, il est souhaitable de choisir un échangeur à contre-courant.

Exercice 2

Deux échangeurs à Co-courants et à contre-courant fonctionnent dans les conditions suivantes:

$$T_{ce} = 110 \text{ °C}; \quad T_{cs} = 30 \text{ °C}; \quad w_c = 10500 \text{ kJ/h. °C}$$

$$T_{fe} = 12 \text{ °C}; \quad T_{fs} = ? \text{ °C}; \quad w_f = 51600 \text{ kJ/h. °C}$$

On donne le coefficient d'échange global $K = 300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

1) calculer la puissance échangée ?

- 2) calculer la température de sortie du fluide froid ?
- 3) calculer leurs surfaces d'échange, commenter les résultats?

Solution

1) puissance échangée puissance échangée

On sait que :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe})$$

La puissance échangée du fluide chaud est :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = 2,3W$$

2) température de sortie du fluide froid

$$Q = w_f (T_{fs} - T_{fe}) = 2,3W$$

Alors :

$$T_{fs} = \frac{Q}{w_f} + T_{fe} = 28,5^\circ C$$

a) co-courants

$$Q = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Ln} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} K.S$$

Alors :

$$S = \frac{\text{Ln} \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)}{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})} \frac{Q}{K} = 33,35m^2$$

b) contre-courant

$$Q = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Ln} \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} K.S$$

Alors :

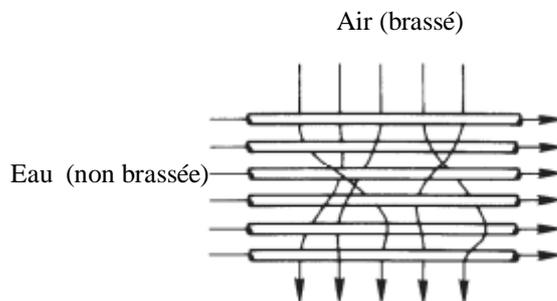
$$S = \frac{\text{Ln} \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)}{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})} \frac{Q}{K} = 18,23 \text{m}^2$$

On remarque que la surface d'échange de l'échangeur à contre-courant est inférieure à celle de l'échangeur à Co-courants, donc, cela confirme qu'il est préférable d'utiliser un échangeur à contre-courant.

Exercice 3

Soit un échangeur de chaleur à courants croisés, on donne :

Eau froide : fluide non brassé



$$T_{fe} = 30^\circ\text{C}; \quad T_{fs} = 80^\circ\text{C}; \quad c_f = 4184 \text{ J/kg.K};$$

Air chaud : fluide brassé

$$T_{ce} = 225^\circ\text{C}; \quad T_{cs} = 100^\circ\text{C}; \quad c_c = 1019 \text{ J/kg.K}; \quad \dot{m}_c = 3 \text{ kg/s}$$

$$K = 200 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Calculer la surface d'échange en utilisant la méthode NUT ?

Solution

Puissance échangée

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = w_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 1019 \times 3 = 3057 \text{ W/K}$$

$$Q = 3057(225 - 100) = 382125 \text{ W}$$

$$\frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})}$$

$$w_f = w_c \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{fs} - T_{fe})} = \frac{382125}{50} = 7642,5 \text{ W / K}$$

$$Et \dot{m}_f = \frac{w_f}{c_f} = \frac{7642,5}{4184} = 1,82 \text{ kg/s}$$

$$w_{min} = w_c = 3057 \text{ W/K, air : fluide brassé}$$

$$w_{max} = w_f = 7642,5 \text{ W/K, eau : fluide non brassé}$$

Donc : $w_c < w_f$; Le fluide chaud (brassé) qui commande le transfert.

$$\rightarrow \text{Le rapport } \tau = \frac{w_f}{w_c} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} = \frac{50}{125} = 0,4$$

$$\rightarrow \text{efficacite } \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{125}{225 - 30} = 0,641$$

Puisque on a :

$$w_{min} = \text{brassé}$$

$$w_{max} = \text{non brassé}$$

La formule utilisée d'après le tableau 7 est :

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$1 - \varepsilon = e^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$\text{Ln}(1 - \varepsilon) = \text{Lne}^{-\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})}$$

$$\text{Ln}(1 - \varepsilon) = -\frac{1}{\tau}(1 - e^{-NUT \cdot \tau})$$

$$e^{-NUT \cdot \tau} = \tau \text{Ln}(1 - \varepsilon) + 1$$

$$-NUT \times \tau = \text{Ln}(\tau \times \text{Ln}(1 - \varepsilon) + 1)$$

$$NUT = -\frac{1}{\tau} \text{Ln}(\tau \times \text{Ln}(1 - \varepsilon) + 1)$$

$$NUT = 1,318$$

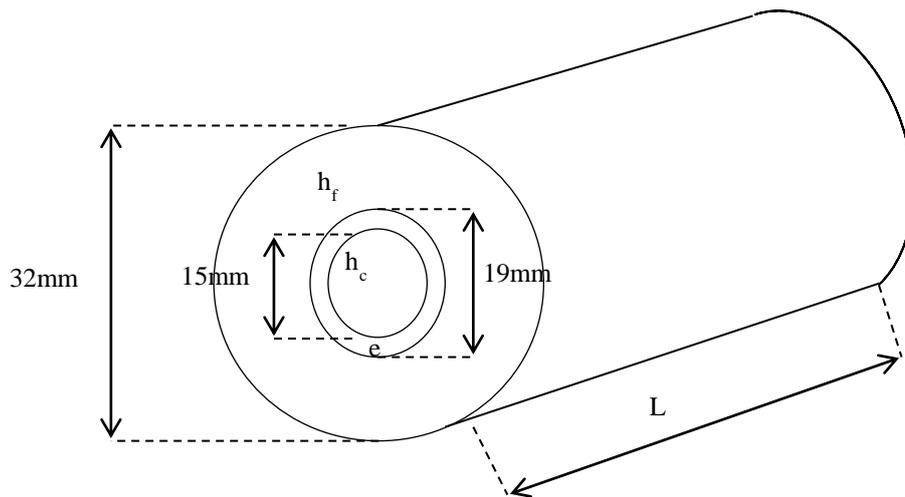
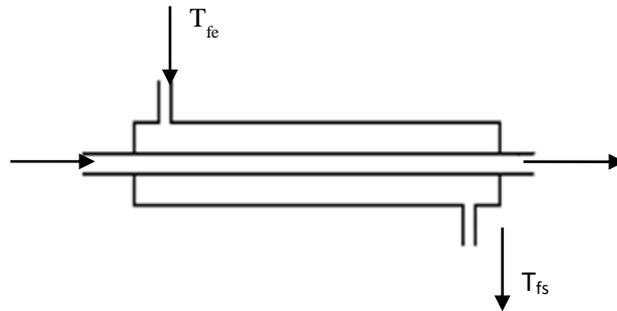
Or :

$$\rightarrow NUT = \frac{K \times S}{w_c}$$

$$S = \frac{NUT \times w_c}{K}$$

$$S = \frac{1,318 \times 3057}{200} = 20,145 \text{ m}^2$$

Exercice 4



$$h_c = 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_f = 1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{\text{en},c} = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R_{\text{en},f} = 0,0001 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$\lambda_p = 15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Calculer R_{tot} , K_c et K_f ?

Solution

$$\frac{1}{K.S} = \frac{1}{K_c S_c} = \frac{1}{K_f S_f}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{K.S}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_c S_c} + \frac{R_{en,c}}{S_c} + \frac{Ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda_p L} + \frac{R_{en,f}}{S_f} + \frac{1}{h_f S_f}$$

Avec :

$$S_c = \pi D_c L = 3,14(0,015).1 = 0,00471 m^2$$

$$S_f = \pi D_f L = 3,14(0,019).1 = 0,00597 m^2$$

$$R_{tot} = \frac{1}{800(0,0471)} + \frac{0,0004}{0,0471} + \frac{Ln\left(\frac{0,019}{0,015}\right)}{2\pi.15.1} + \frac{0,0001}{0,0597} + \frac{1}{1200(0,0597)}$$

49% 16% 5% 3% 26%

$$R_{tot} = 0,0532^\circ C / W$$

$$\text{Donc } \frac{1}{K_c \times S_c} = \frac{1}{K_f \times S_f} = 0,0532^\circ C / W$$

$$K_c = \frac{1}{(0,0532)(0,0471)} = 399 \text{ W} / m^2 . K$$

$$K_f = \frac{1}{(0,0532)(0,0597)} = 314,85 \text{ W} / m^2 . K$$

On voit que :

$$K_c \times S_c = 399 \times (0,0471) = 18,796 \text{ W} / . K$$

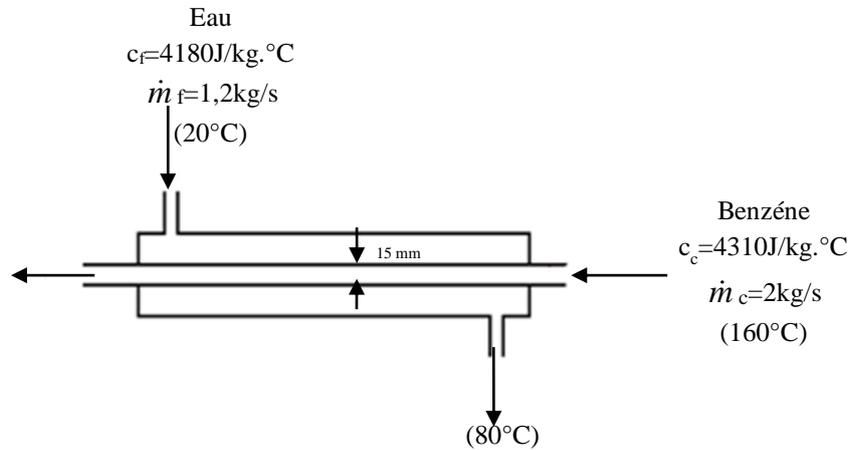
$$K_f \times S_f = 314,85 \times (0,0597) = 18,796 \text{ W} / . K$$

$$K_c \neq K_f \text{ mais } K_c \times S_c = K_f \times S_f$$

Exercice 5

On donne $K=640 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Calculer la longueur de l'échangeur ?



Solution

Fluide chaud : benzène

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 2 \times 4310 = 8620 \text{ W/K}$$

Fluide froid : eau

$$w_f = c_f \times \dot{m}_f = 1,2 \times 4180 = 5016 \text{ W/K}$$

$$w_{min} = w_f = 5016 \text{ W/K}$$

$$w_{max} = w_c = 8620 \text{ W/K}$$

Donc : $w_f < w_c$; le fluide froid commande le transfert.

Taux de circulation

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} = \frac{w_f}{w_c} = \frac{5016}{8620} = 0,582$$

Efficacité:

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}}$$

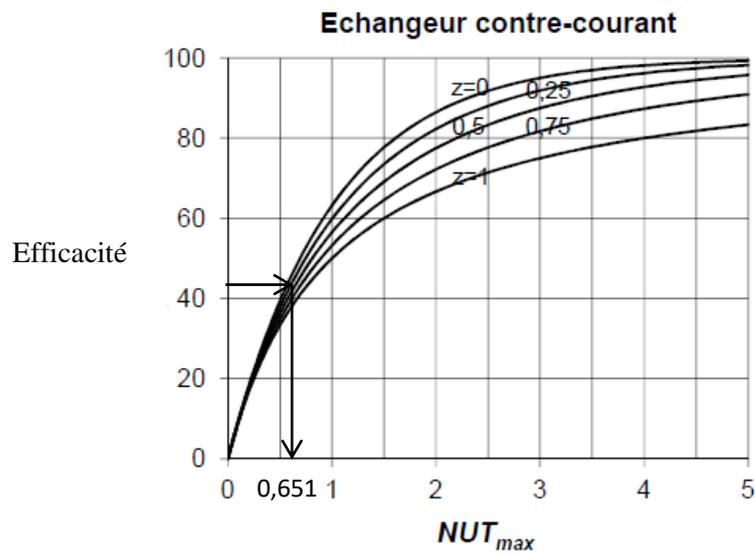
$$Q_{max} = w_{min} \times (T_{ce} - T_{fe}) = 5016 \times (160 - 20) = 702,8 \text{ kW}$$

Puissance échangée du fluide qui commande le transfert :

$$Q = w_f \times (T_{fs} - T_{fe}) = 5016 \times (80 - 20) = 301,2 \text{ kW}$$

$$\varepsilon = \frac{301,2}{7028} = 0,428$$

On tire NUT du graphe suivant relation entre ε et NUT:



$$NUT=0,651$$

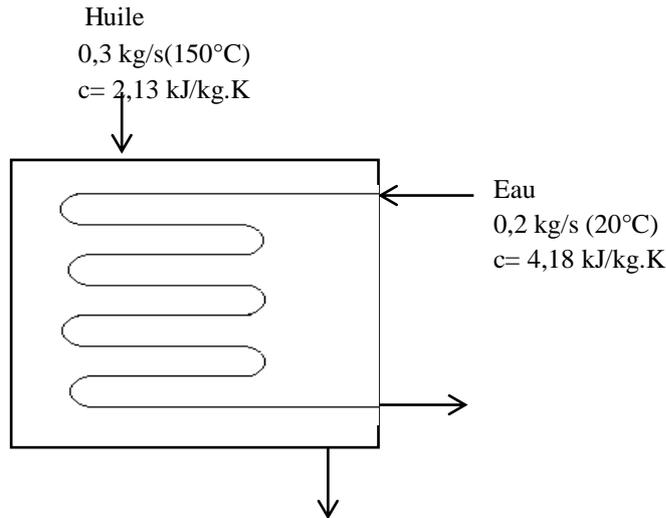
$$NUT = \frac{K.S}{w_{\min}}$$

$$0,651 = \frac{640 \times \pi \times (0,015) \times L}{5016}$$

$$L = 108 \text{ m}$$

Exercice 6

Soit un échangeur de chaleur 1-8



Diamètre du tube = 14 mm

Longueur des tubes = 5000 mm

Coefficient d'échange global = 310 W/m².K

Calculer la puissance échangée et les températures de sorties ?

Solution

Fluide chaud : huile

$$w_c = c_c \times \dot{m}_c = 0,3 \times 2130 = 639 \text{ W/K}$$

Fluide froid : eau

$$w_f = c_f \times \dot{m}_f = 0,2 \times 4180 = 836 \text{ W/K}$$

$$w_{min} = w_c = 639 \text{ W/K}$$

$$w_{max} = w_f = 836 \text{ W/K}$$

Donc : $w_c < w_f$; le fluide chaud commande le transfert.

Taux de circulation :

$$\tau = \frac{w_{min}}{w_{max}} = \frac{w_c}{w_f} = \frac{639}{836} = 0,764$$

NUT

$$S = n \times \pi \times D \times L = 8 \times \pi \times 0,014 \times 5 = 1,76 \text{ m}^2$$

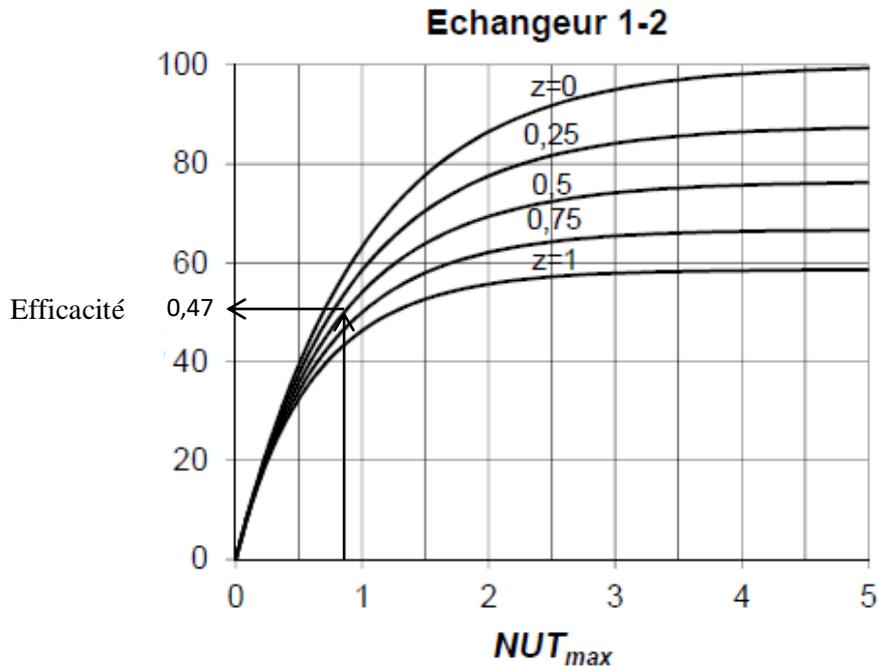
$$NUT = \frac{K \times S}{w_{min}} = \frac{310 \times 1,76}{639} = 0,854$$

Efficacité:

$$\varepsilon = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}}$$

On doit utiliser le graphe (1-2) celui d'une passe dans la calandre.

On tire NUT du graphe suivant relation entre ε et NUT:



$$\varepsilon = 0,47$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \Rightarrow Q = \varepsilon \times Q_{max}$$

$$Q_{max} = w_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = 639 \times (150 - 20) = 83,1 \text{ kW}$$

Puissance échangée du fluide qui commande le transfert :

$$Q = 0,47 \times 83,1 = 39,1 \text{ kW}$$

Calcul des températures de sortie :

$$Q = w_c (T_{ce} - T_{cs}) = 39,1 \text{ kW}$$

$$T_{cs} = 88,8 \text{ °C}$$

$$Q = w_f (T_{fe} - T_{fs}) = 39,1 \text{ kW}$$

$$T_{fs} = 66 \text{ °C}$$

Puissance échangée à travers la paroi :

$$Q = F \times K \times S \times \Delta T_m$$

$$\Delta T_1 = 150 - 60 = 84 \text{ °C}$$

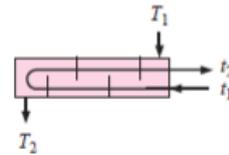
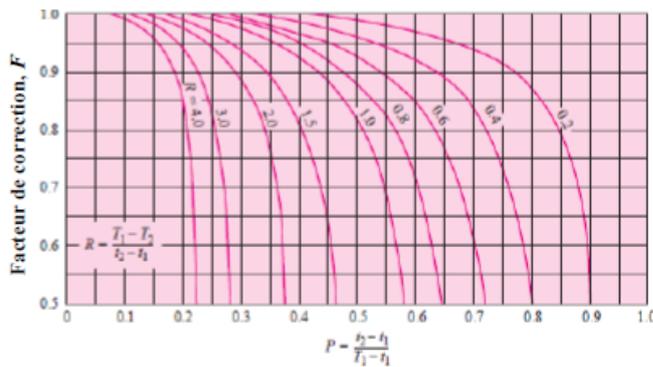
$$\Delta T_2 = 88,8 - 20 = 68,8 \text{ °C}$$

$$\Delta T_m = 76,15 \text{ °C}$$

F est donné par des abaques en fonction de P et R :

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{66 - 20}{150 - 20} = 0,35$$

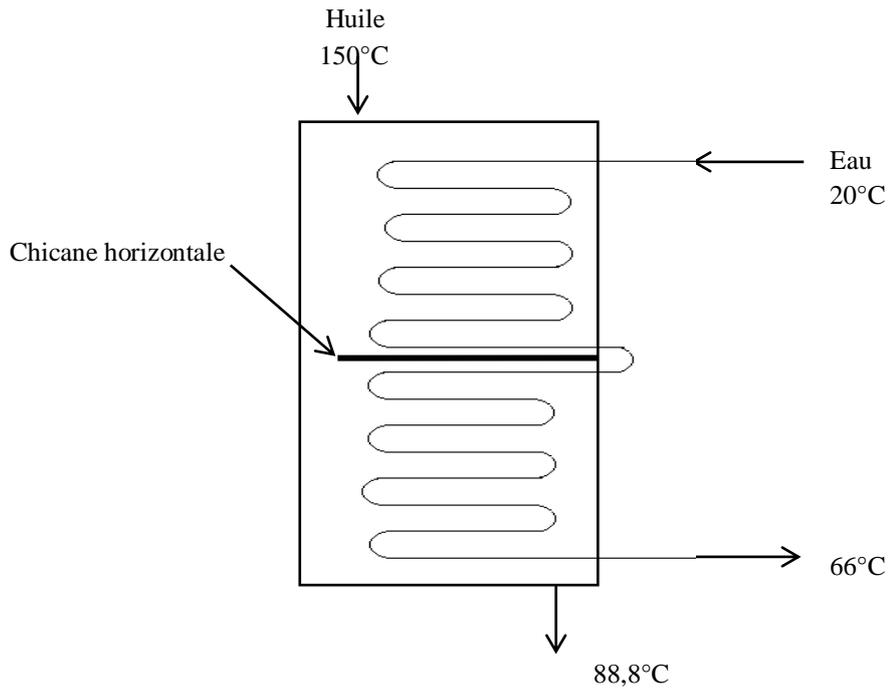
$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{150 - 88,8}{66 - 20} = 1,33$$



Alors F= 0,94

$$Q = 310 \times 1,76 \times 76,15 \times 0,94 = 39,05 \text{ kW}$$

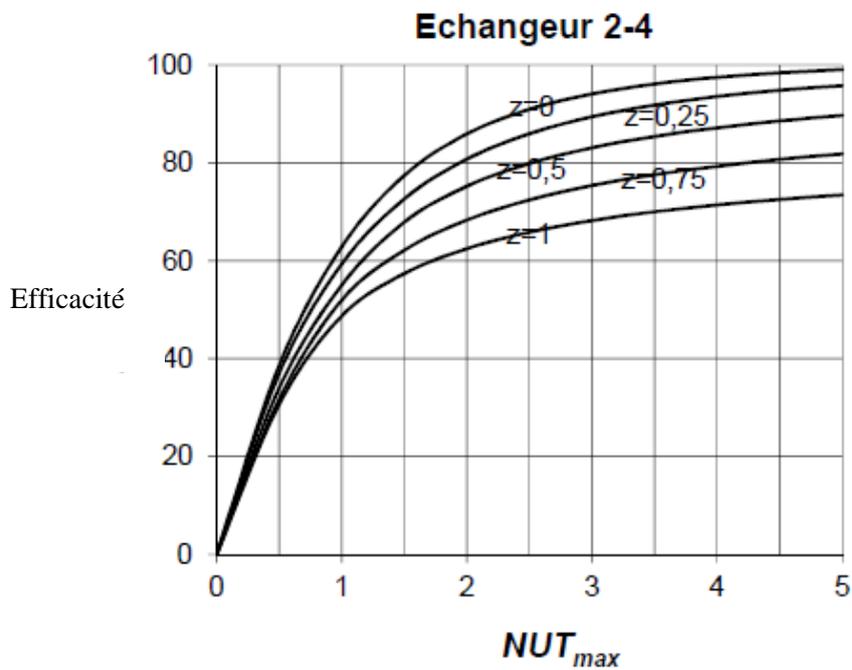
Si on prend un échangeur (2-16) avec les mêmes conditions, quelle serait la puissance échangée ?



$$NUT = 2 \times (0,854) = 1,7$$

$$\tau = 0,65$$

On doit utiliser le graphe (2-4) celui de deux passes dans la calandre.



$$\varepsilon = 0,65$$

$$\text{alors : } Q_{\max} = 83,1 \text{ kW}$$

$$\text{et } Q = \varepsilon \times Q_{\max} = 0,65 \times 83,1 = 54 \text{ kW}$$

Chapitre III : Etude des échangeurs de chaleur

I. Evolution des températures

1. Co-courant (ou échangeur anti-méthodique)

Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud.

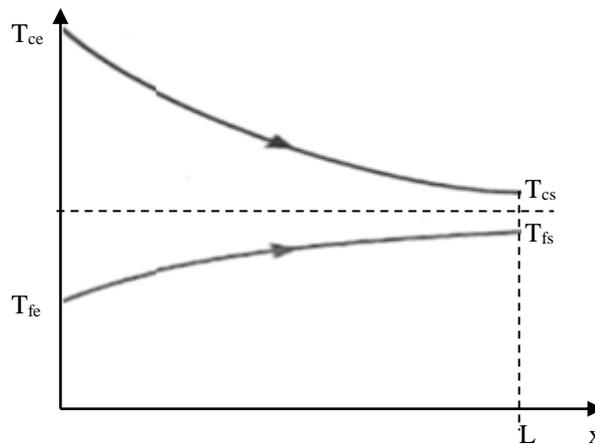


Figure III.1 : Echangeur de chaleur co-courants

2. Contre-courant (ou échangeur méthodique)

Les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

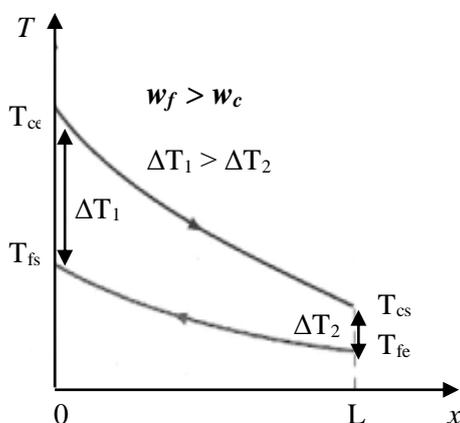


Figure III.2 : Echangeur de chaleur contre-courants (fluide chaud commande le transfert).

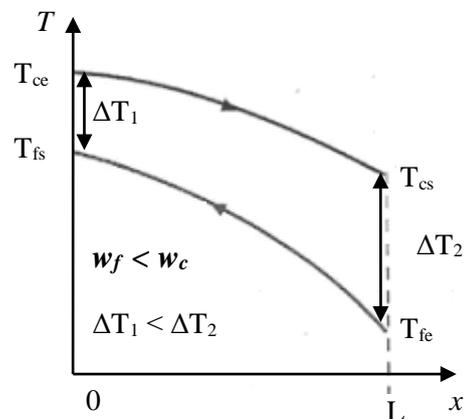


Figure III.3 : Echangeur de chaleur contre-courants (fluide froid commande le transfert).

II. Principaux types d'échangeurs : coefficients d'échange externes

A. Echangeurs tubulaires

1. Échangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide -Gaz)

Les échangeurs à courants croisés sont utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes. L'écoulement autour des tubes est presque perpendiculaire au faisceau de tubes.

On deux cas :

Cas 1 : le faisceau en ligne, les tubes sont disposés suivant un pas rectangulaire qui peut être en particulier un pas carré.

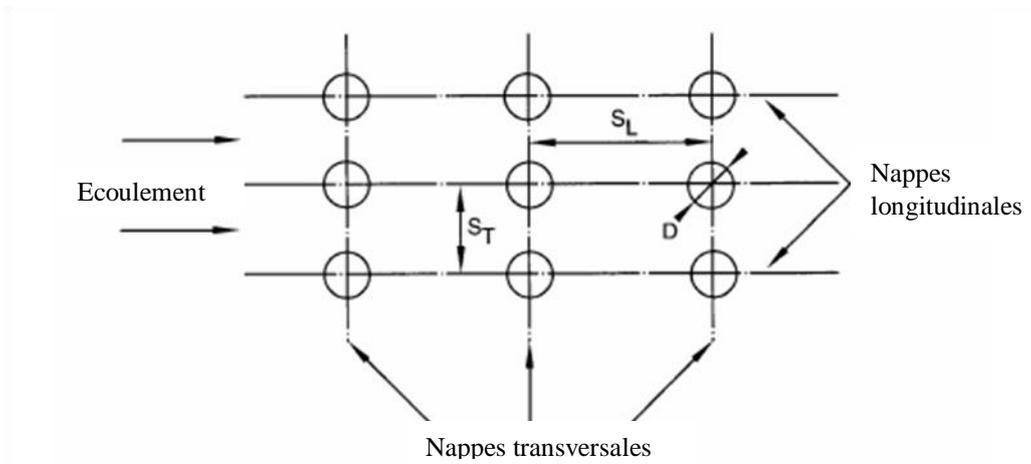


Figure III.4 : Faisceau en ligne

Cas 2 : Le faisceau en quinconce si les tubes sont placés aux sommets de triangles isocèles : on dit alors que le pas est triangulaire.

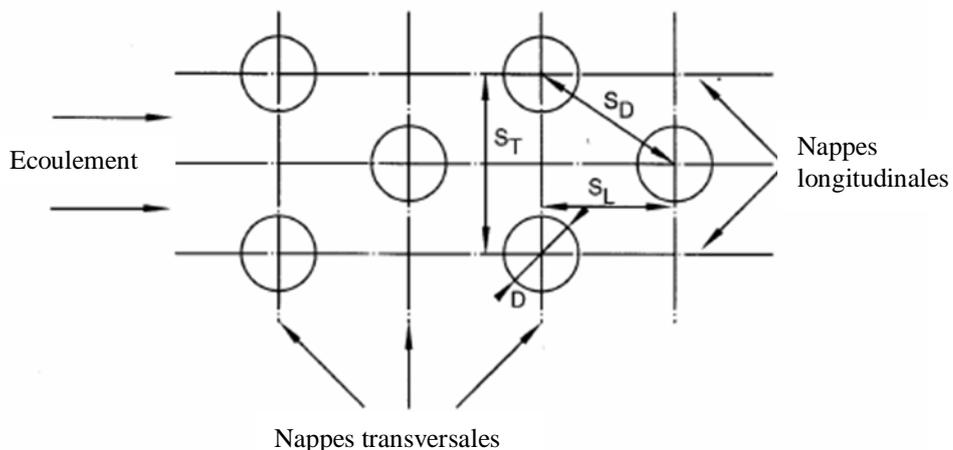


Figure III.5 : Faisceau en quinconce

Les grandeurs représentatives de la géométrie d'un faisceau sont :

D : diamètre extérieur des tubes ;

S_L : pas longitudinal (entre-axes dans le sens de l'écoulement) ;

S_T : pas transversal (entre-axes perpendiculairement à l'écoulement) ;

S_D : pas diagonal (pour un faisceau en quinconce) ;

L :longueur du faisceau ;

N_L : nombre de nappes longitudinales (rangées de tubes parallèles à l'écoulement) ;

N_T : nombre de nappes transversales (rangées de tubes perpendiculaires à l'écoulement).

Note :

-Le nombre de tubes d'une nappe transversale est donc égal au nombre N_L de nappes longitudinales.

- Dans un faisceau en quinconce, S_T vaut deux fois la distance entre deux nappes longitudinales

- La notation S_L , S_T , S_D est usuelle : ces grandeurs ne sont pas des sections mais des longueurs; ainsi, la section de passage transversale entre deux tubes est :

$$(S_L - D) \times L$$

Grandeurs de références

$$L_0 = D$$

$$V_0 = q / S_0$$

S_0 : section droite de la calandre

$$Nu_D (N_L > 10) = 1,13 C_1 R_e^m P_r^{1/3} \tag{EqIII.1}$$

$$Nu_D (N_L < 10) = 1,13 C_1 \cdot C_2 R_e^m P_r^{1/3} \tag{EqIII.2}$$

$$2000 < Re < 4.10^4$$

$$Pr > 0,7$$

Tableau III.1 : Valeurs de C_1 et m (Cours Dalichaouache, 1990)

S_L / D	S_T / D							
	1.25		1.5		2		3	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Tubes alignés								

1.25	0.362	0.592	0.275	0.606	0.101	0.704	0.0633	0.750
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.741
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.291	0.632	0.198	0.640
3	0.290	0.610	0.307	0.684	0.371	0.591	0.286	0.608
Tubes quelconques								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.589
1			0.489	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.525	0.554	0.319	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.566	0.460	0.562	0.450	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.370
3	0.310	0.392	0.356	0.580	0.440	0.562	0.420	0.574

Tableau III.2 : Valeurs du terme correctif C_2 pour $N_T < 10$ (Cours Dalichaouache, 1990)

	Nombre de tubes								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Tubes alignés	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Tubes quelconques	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tableau III.3 : Propriétés des vitesses (Kays, 1972)

$R_e = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$	
$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$	Aligné ou quiconque Et $S_D > \frac{S_T + D}{2}$
$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V$	Quiconque et $S_D < \frac{S_T + D}{2}$

2. Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide -Liquide)

Ce sont des échangeurs thermiques constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe en circulation forcée (liquide dans la calandre), les tubes peuvent être alignés ou en quiconque.

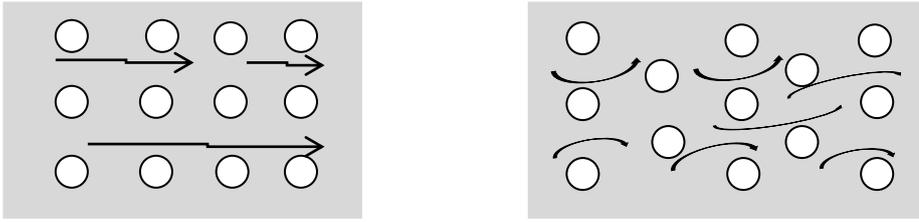


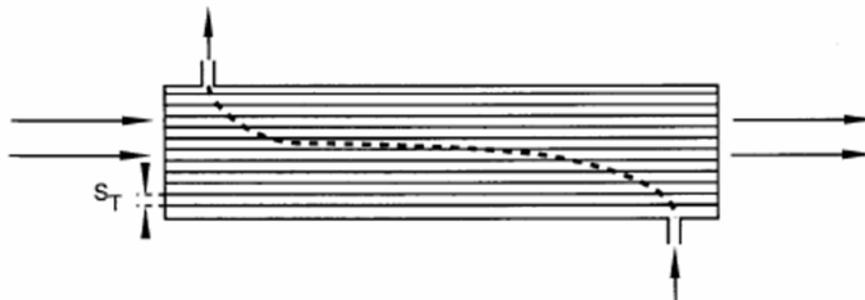
Figure III.6 : Echangeurs tubulaires à courants croisés

Disposition en quinconce: siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que la disposition alignée (10 %). On utilisera les deux corrélations suivantes:

$$\text{disposition rectiligne} : Nu = 0,26R_e^{0,6} \cdot P_r^{0,33} \quad (\text{Eq.III.3})$$

$$\text{disposition quinconque} : Nu = 0,33R_e^{0,6} \cdot P_r^{0,33} \quad (\text{Eq.III.4})$$

3. Echangeurs tubulaires à courants parallèles



1. Figure III.7 : Echangeurs tubulaires à courants parallèles

$$Nu = 0,026R_e^{0,82} \cdot P_r^n \quad (\text{Eq.III.5})$$

$n = 0,4$ fluide qui s'échauffe

$n = 0,3$ fluide qui se refroidit

Condition de validité : $5 \cdot 10^3 < Re < 10^5$

$$R_e = \frac{V_0 L_0}{\nu} \quad (\text{Eq.III.6})$$

Grandeurs de références

V_0 : Vitesse débitante de l'écoulement en calandre

$$V_0 = \frac{\dot{m}}{S}$$

$$S = \text{Section de la calandre } S_0 - \left(\text{nombre de tubes} \times \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \right)$$

L_0 : longueur caractéristique de l'écoulement, ou encore le diamètre hydraulique $D_h = 4 L_0$

L_0 : volume de fluide / surface des parois

Dans le calcul de D_h , le volume de fluide associé à un tube est un prisme dont la section est :

Un rectangle (faisceau en ligne) ou un losange (faisceau en quinconce) - la section du tube.

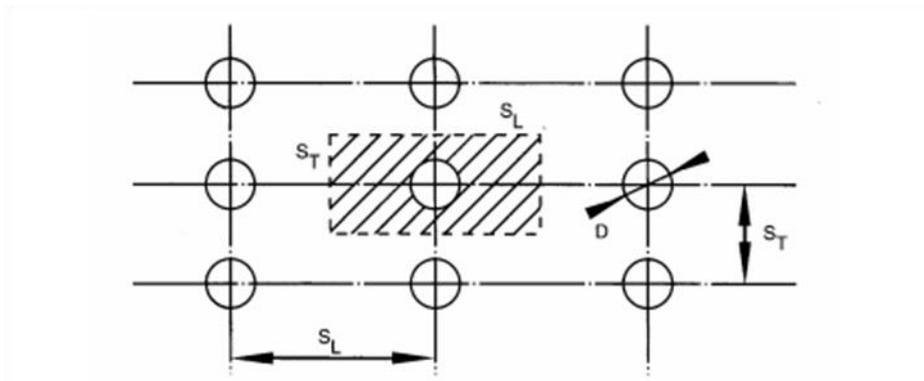


Figure II.8 : Faisceau en ligne

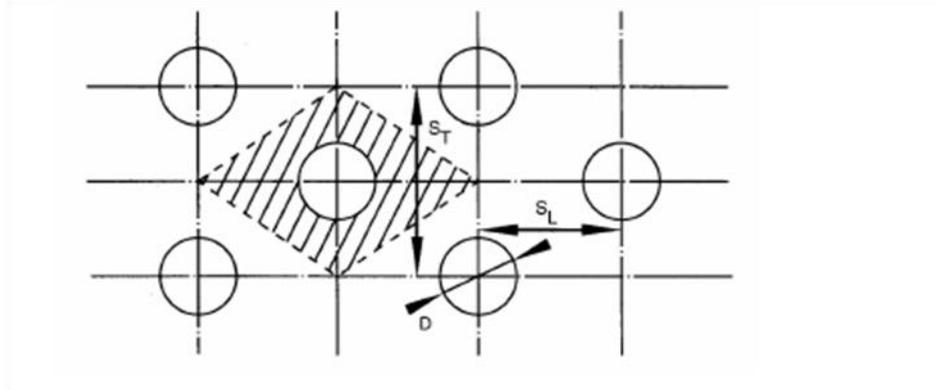


Figure III.9 : Faisceau en quiconque

En raisonnant sur une tranche du faisceau de longueur unité, on a donc :

$$L_0 = D_h = \frac{4 \times \text{Section hachurée}}{\pi \times D} \quad (\text{Eq.III.7})$$

Faisceau en ligne :

$$D_h = \frac{4 \times \left(S_T \times S_L - \frac{\pi D^2}{4} \right)}{\pi \times D} \quad (\text{Eq.III.8})$$

Faisceau en quiconque :

$$D_h = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} S_T \times 2S_L - \frac{\pi D^2}{4} \right)}{\pi \times D} \quad (\text{Eq.III.9})$$

Ainsi, l'expression de D_h est la même dans les deux cas :

$$D_h = 4 \frac{S_T \times S_L}{\pi \times D} - D \quad (\text{Eq.III.10})$$

Note : S_T n'a pas la même définition pour les deux géométries.

4. Echangeur avec chicanes

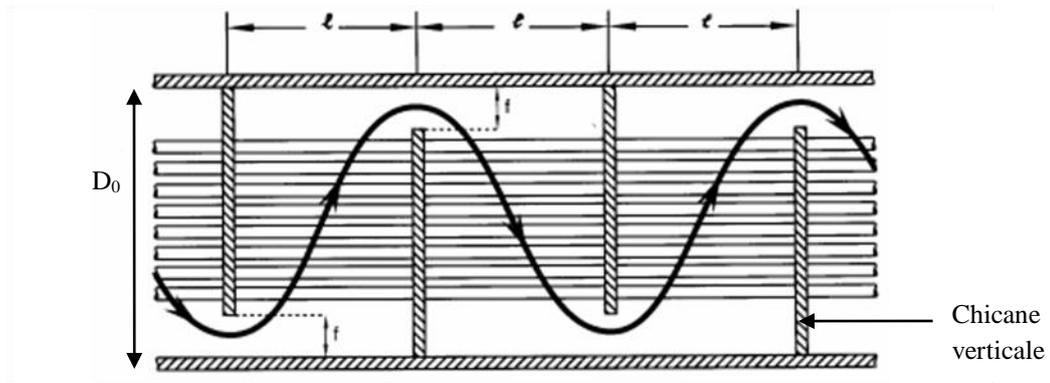


Figure III.10 : Echangeur de chaleur avec chicanes verticales (BONTEMPS, 1988)

l : espacement des chicanes (baffles, BF)

f : hauteur de la fenêtre laissée libre pour le fluide au droit de chaque chicane.

Si D_0 est le diamètre de la calandre (ou sa hauteur lorsqu'elle est de section rectangulaire), il est recommandé que :

$$\frac{l}{f} = 1$$

$$\frac{f}{D_0} = \frac{1}{4}$$

5. Echangeurs tubulaires à double tubes

C'est un échangeur coaxial constitué de deux tubes concentriques, le coefficient d'échange dans un conduit annulaire est :

Supposons que le fluide 1 circule dans le tube intérieur de diamètre D_1 et que le fluide 2 circule dans l'espace annulaire de diamètres D_2 et D_e

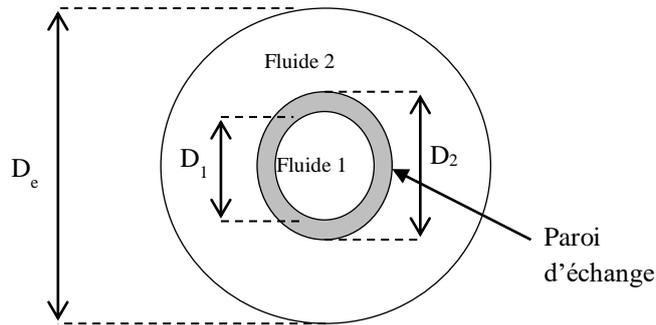


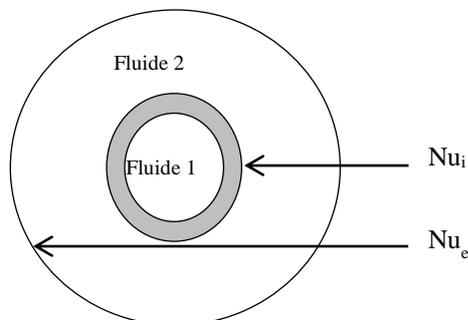
Figure III.11 : Echangeurs tubulaires à double tubes

La longueur de référence L_0 de l'écoulement (diamètre hydraulique D_h) est maintenant :

$$L_0 = D_h = (D_e - D_2) \quad (Eq.III.11)$$

Tableau III.4: nombres de Nusselt d'un écoulement pleinement développé dans un tube annulaire avec une surface isolée et l'autre à température constante (Cours Dalichaouache, 1990).

D_2/D_e	Nu_i Paroi	Nu_e Paroi
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
≈ 1	4,86	4,86



6. Echangeurs à ailettes

Nusselt est donné par T.H.E Schmidt (pour une disposition en quinconce) valable pour un régime turbulent de l'air ($Re > 10^4$ pour tubes droits, longs), Il est utilisé dans les évaporateurs et les condenseurs

$$\text{disposition rectiligne} : Nu = 0.3R_e^{0.628} \cdot P_r^{0.33} \left(\frac{S_{Tot}}{S_0} \right)^{-0.375} \quad (Eq.III.12)$$

$$\text{disposition quinconce} : Nu = 0.45R_e^{0.628} \cdot P_r^{0.33} \left(\frac{S_{Tot}}{S_0} \right)^{-0.375} \quad (Eq.III.13)$$

$$R_e = \frac{V_{et} D_e}{\nu_{air}} \quad (Eq.III.14)$$

V_{et} : vitesse étroite de l'air entre les tubes et les ailettes (m/s)

$$V_{et} = \frac{\text{débit volumétrique de l'air}}{\text{surface étroite de l'air entre les tubes et les ailettes}}$$

$$V_{et} = \frac{\dot{V}_{air}}{S_{et}} \quad (Eq.III.15)$$

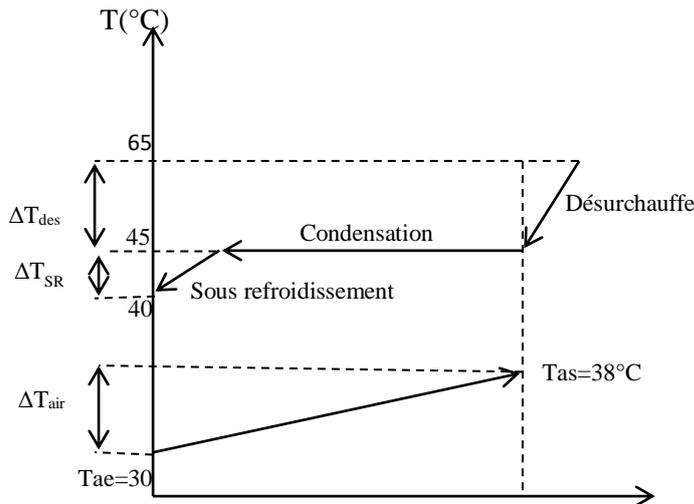
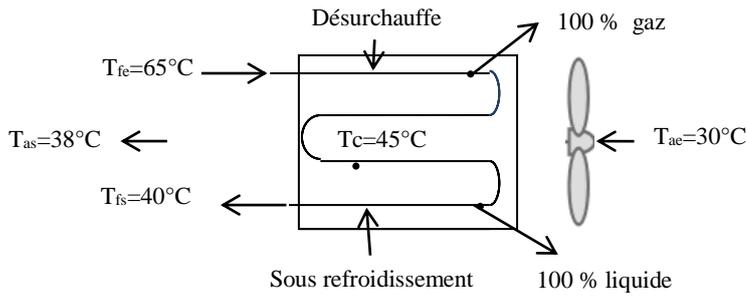
S_{Tot} : surface totale;

S_0 : surface de la paroi lisse.

B. Echangeurs à changement de phase

1. Condenseurs

a) Distribution de température



$$\Delta T_{SR} = T_c - T_{fs} = 45 - 40 = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{air} = T_{as} - T_{ae} = 38 - 30 = 8^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{total} = T_c - T_{ae} = 45 - 30 = 15^\circ\text{C}$$

En général :

$$4^\circ\text{C} < \Delta T_{SR} < 7^\circ\text{C}$$

$$5^\circ\text{C} < \Delta T_{air} < 10^\circ\text{C}$$

$$10^\circ\text{C} < \Delta T_{total} < 20^\circ\text{C}$$

Écart de température sur l'eau d'après Nouveau Pohlmann :

$T_{ee} - T_{es} = 2 \text{ à } 3^\circ\text{C}$ avec condenseur à eau de mer ;

$T_{ee} - T_{es} = 4 \text{ à } 5^\circ\text{C}$ avec tour de refroidissement ;

$T_{ee} - T_{es} = 4 \text{ à } 3^\circ\text{C}$ à eau de ville.

b) Evaluation du coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation

La condensation de la vapeur sur une paroi refroidie donne naissance à deux types de phénomènes qui se caractérisent par l'aspect visuel du condensât formé.

Dans le premier cas le condensât recouvre la surface sous la forme d'un film continu et on parle de « condensation en film ».

Dans le second cas les gouttelettes liquides se forment sur la surface et on parle de « Condensation en gouttes ».

Cependant, le type de condensation que l'on rencontre généralement dans la pratique est la condensation en film. Cependant, le type de condensation que l'on rencontre généralement dans la pratique est la condensation en film mieux que l'échange thermique lors de la

condensation en gouttes est plus élevée peut atteindre 50000 W/m². °C, mais c'est un phénomène mal connu et difficile à maintenir sur un long terme.

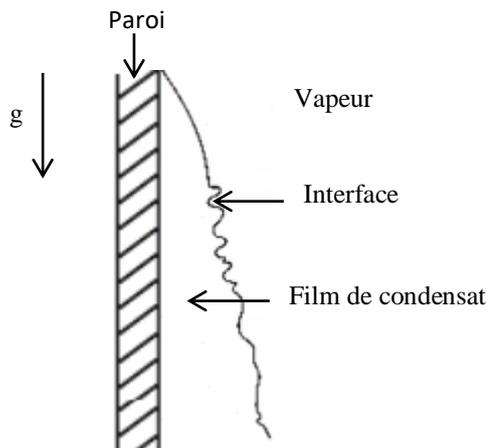


Figure III.12: condensation en film

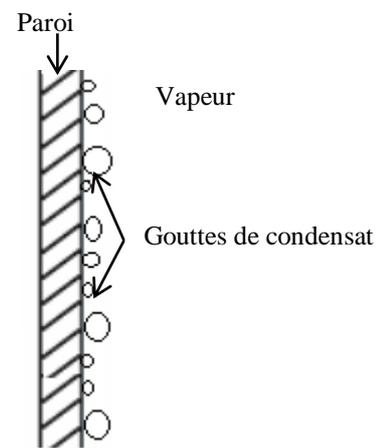


Figure III.13: condensation en gouttes

- Cas : condensation à l'extérieur

Tube horizontal

Hypothèses :

- écoulement laminaire en film ;
- température de paroi constante ;
- gradient de température constant dans le film ;
- grand diamètre extérieur

La relation de Nusselt est :

$$Nu_H = 0,728 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L_c D_e^3}{\mu_{ff} \lambda_{ff} \Delta T} \right]^{1/4} \quad (Eq.III.16)$$

Et puisque

$$h_e = h_c = \frac{Nu \lambda_{ff}}{D_e} = Nu \left(\frac{\lambda_{ff}^4}{D_e^4} \right)^{1/4} \quad (Eq.III.17)$$

De la forme $Nu = C(Gr.Pr)^n$ pour un écoulement laminaire

$$h_e = h_H = 0,728 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L_c \lambda_{ff}^3}{\mu_{ff} D_e \Delta T} \right]^{1/4} \quad (Eq.III.18)$$

L_c : chaleur latente de condensation (J/kg) ;

ΔT : différence entre la température de rosée (T_c) de la vapeur et la température de la paroi ($^{\circ}\text{C}$) :

$$\Delta T = T_c - T_p$$

T_p : température à la paroi ($^{\circ}\text{C}$)

$$T_p = \frac{T_m + T_c}{2} \quad \text{et} \quad T_m = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2}$$

$$D_h = \frac{4 \times S}{p} = 4 \frac{S}{\pi \times D_e} \quad (\text{Eq.III.19})$$

$$\text{d'où : } Re = \frac{\rho_l \times V \times D_h}{\mu_l} = \frac{\rho_l \times V}{\mu_l} \frac{4S}{\pi \cdot D_e} = \frac{4\dot{m}_c}{\mu_l \pi \cdot D_e} \quad (\text{Eq.III.20})$$

D_h : diamètre hydraulique du film ;

\dot{m}_c : débit massique du condensat ;

S : section de passage du film liquide.

La condition de validité : $Re < 2100$

Note :

Dans les écoulements externes, la définition de la température de mélange T_m n'est plus opérationnelle, puisque T tend asymptotiquement vers la température T du fluide lorsqu'on s'éloigne de la paroi. On peut alors utiliser température de film T_F :

$$T_F = \frac{T_p + T_{\infty}}{2} \quad (\text{Eq.III.21})$$

Où :

T_p : température de paroi ;

T_F correspond sensiblement à la température moyenne de la couche interne.

* Dans les écoulements internes turbulents, on peut utiliser :

$$T_F = \frac{T_p + T_\infty}{2} \cong \frac{T_p + T_m}{2} \quad (Eq.III.22)$$

En pratique, dans les calculs d'ingénierie concernant les échangeurs, on travaille avec des grandeurs globales prises en moyenne sur l'ensemble du volume d'échange. En particulier, pour les températures de référence on prend :

$$T_m = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2}$$

Les grandeurs relatives au liquide sont évaluées à la température du film définie par la formule de Drew :

$$T_l = \frac{3T_p + T_v}{4} \quad (Eq.III.23)$$

Tube vertical : une approche de la paroi verticale

$$Nu_v = 1.13 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)L_c D^3}{\mu_{ff} \lambda_{ff} \Delta T} \right]^{1/4} \quad (Eq.III.24)$$

$$h_e = h_v = 1.13 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)L_c \lambda_{ff}^3}{\mu_{ff} D \Delta T} \right]^{1/4} \quad (Eq.III.25)$$

Cas : condensation en film à l'intérieur d'un tube horizontal (cas d'un condenseur à air, batterie à ailettes)

Le coefficient d'échange thermique interne est celui de la condensation donné par Nusselt pour un écoulement laminaire :

$$h_i = h_c = 0.555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)L_c \lambda_{ff}^3}{D_i \mu_{ff} \Delta T} \right]^{1/4} \quad (Eq.III.26)$$

La condition de validité : $Re < 2100$

Comparaison

D'après les figures ci-dessous qui représentent la variation du coefficient d'échange de condensation interne et la variation de coefficient d'échange global par condensation en fonction de la température de condensation en utilisant le fluide frigorigène R134a comme exemple. Ces figures montrent que coefficient d'échange de condensation et le coefficient

d'échange global diminuent avec l'augmentation de la température de condensation et la différence de température sur le fluide de refroidissement en même temps.

Les valeurs du coefficient d'échange global se situent dans l'intervalle 20 à 30W/m².K, valeurs usuelles des condenseurs à air à convection forcée.

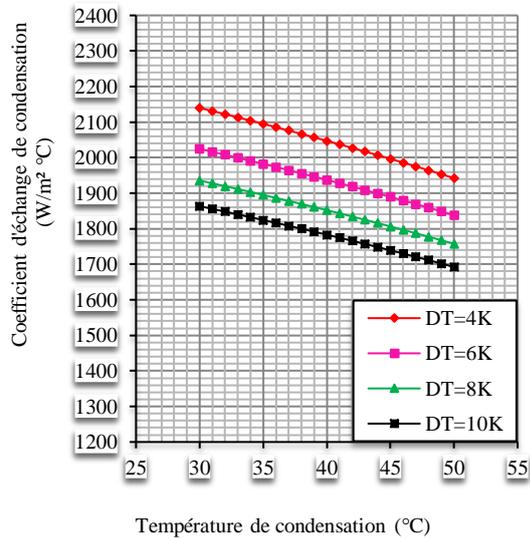


Figure III.14 : Variation du coefficient d'échange de condensation du condenseur à air en fonction de la température de condensation R134a (Adala, 2016).

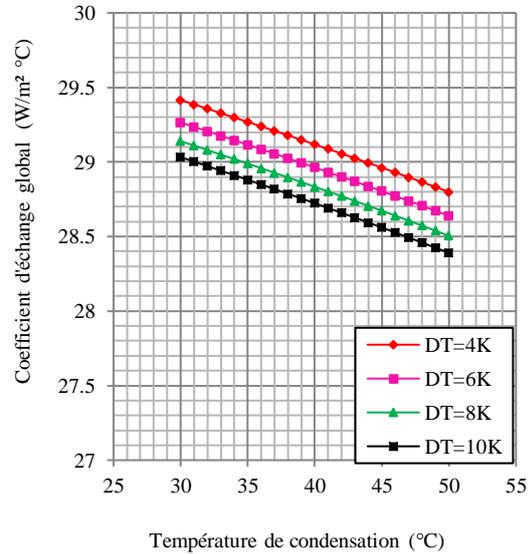
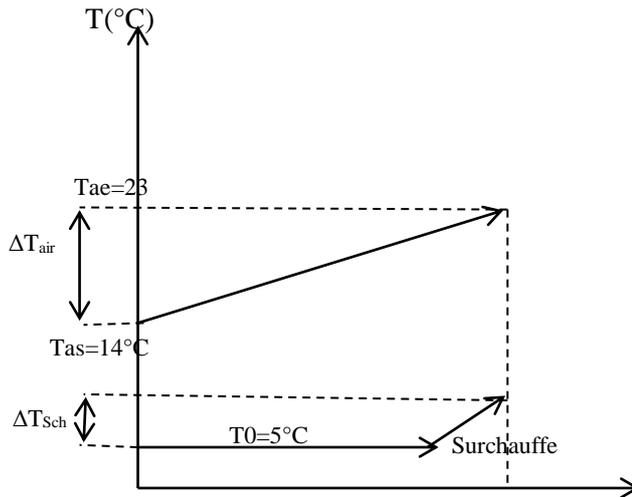
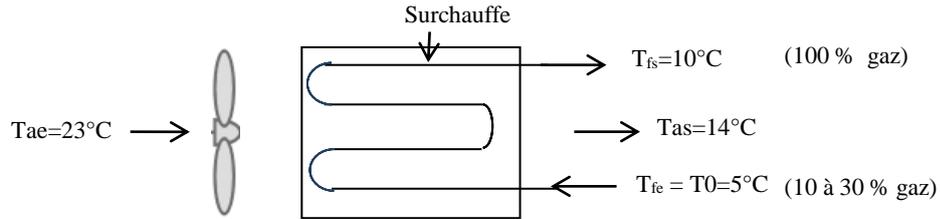


Figure III.15 : Coefficient d'échange global par en fonction de la température de condensation R134a (Adala,2016).

2. Evaporateurs

a).Distribution de la température



$$\Delta T_{\text{Sch}} = T_{fs} - T_{fe} = 10 - 5 = 5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{air}} = T_{ae} - T_{as} = 23 - 14 = 9^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{total}} = T_{ae} - T_0 = 23 - 5 = 18^{\circ}\text{C}$$

En général :

$$5^{\circ}\text{C} < \Delta T_{\text{Sch}} < 10^{\circ}\text{C}$$

$$8^{\circ}\text{C} < \Delta T_{\text{air}} < 10^{\circ}\text{C}$$

$$16^{\circ}\text{C} < \Delta T_{\text{total}} < 20^{\circ}\text{C}$$

b) Evaluation du coefficient de transfert de chaleur lors de l'évaporation

Ilya plusieurs relations ou méthodes qui ont été élaboré mais chacune est applicable à des conditions particulières (géométrie, régime d'écoulement et état du fluide frigorigène).

Il a été montré dans plusieurs études qu'il ya une performance thermique supérieure des tubes horizontaux par rapport aux tubes verticaux.

Cas : évaporation à l'intérieur d'un tube horizontal (batterie à ailettes)

Le coefficient d'échange thermique interne, est calculé à partir de cette relation :

$$h_i = \frac{Nu \times \lambda_{ff}}{D_i} \quad (\text{Eq.III.27})$$

λ_{ff} : conductivité du fluide frigorigène à la température d'évaporation

D'après BO.Pierre, pour une évaporation incomplète : $x < 90\%$ pour les fluides frigorigènes halogénés

$$Nu = 0,0082(R_e^2 \times K_f)^{0,4} \quad (\text{Eq.III.28})$$

$$R_e = \frac{G \times d_i}{\mu_{ff}} \quad (\text{Eq.III.29})$$

G : vitesse massique du fluide frigorigène liquide à la température d'évaporation en kg/m².s, comprise entre (30 à 140 pour l'ammoniac).

μ_{ff} : viscosité du fluide frigorigène liquide à la température d'évaporation (kg/m.s)

$$K_f = \frac{\Delta x \times L_v}{g \times L} \quad (\text{Eq.III.30})$$

Δx : titre de liquide = 1 - x (x : titre de vapeur), calculé à la température d'évaporation

$$x = \frac{h_m - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}} \quad \text{et} \quad \Delta x = 1 - x = \frac{h_{vs} - h_m}{h_{vs} - h_{ls}} \quad (\text{Eq.III.31})$$

L_v : chaleur latente du fluide frigorigène (kJ/kg)

g : gravité de la terre = 9.81 m/s²

L : longueur de tube dont lequel le fluide frigorigène s'évaporise.

En pratique pour les fluides frigorigènes halogénés, on prend : $L/d_i \leq 1800$ à 2000.

Si Z : nombre de passage, alors $L_{\text{passage}} = L/Z$: longueur d'un passage qui est comprise entre 1.5 et 4 m

Finalement, on doit vérifier si la valeur supposée de la vitesse massique du fluide frigorigène est égale à la valeur de calcul qui est :

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi \times D_i^2 \times N_R} \quad (\text{Eq.III.32})$$

Où \dot{m} : débit massique du fluide frigorigène (kg/s)

N_R : nombre réel total des tubes

Une erreur de 5 % est tolérable, si non il faut refaire les calculs avec une autre valeur de G supposée.

Une autre méthode de calcul consiste à utiliser la corrélation de Bettis tirée de Dittus-Boelter

$$Nu = 0.023 R_e^{0.8} . P_r^{0.4} . x^{-1.23} \quad (\text{Eq.III.33})$$

x : titre de vapeur du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur (x= 20 à 25 %)

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda_l}{D_i} \quad (Eq.III.34)$$

$$\text{où : } h_i = 0.023 R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \cdot x^{-1.23} \frac{\lambda_l}{D_i}. \quad (Eq.III.35)$$

Comparaison entre les deux méthodes

On Remarque d'après les graphes ci-dessous que les deux formules aboutissent à des coefficients d'échange globaux qui ont pour valeurs situées dans l'intervalle (16 à 24 W/m².K) valeurs usuelles des évaporateurs à air à convection forcée. On a pris comme exemple le R134a.

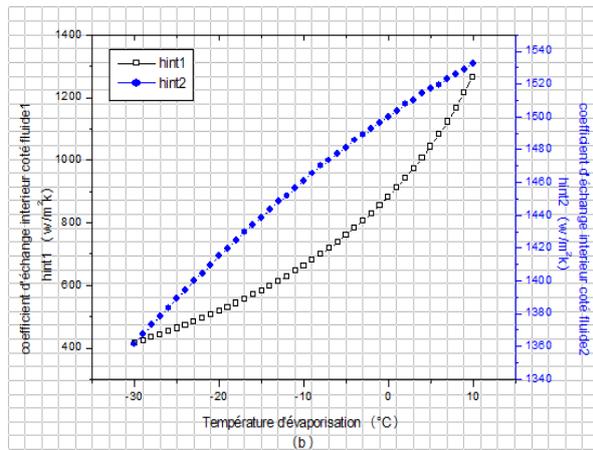


Figure III.16 : Evolution du coefficient d'échange de perfficiel intérieur en fonction de la température d'évaporation du R134a(Aichaoui et berna, 2016).

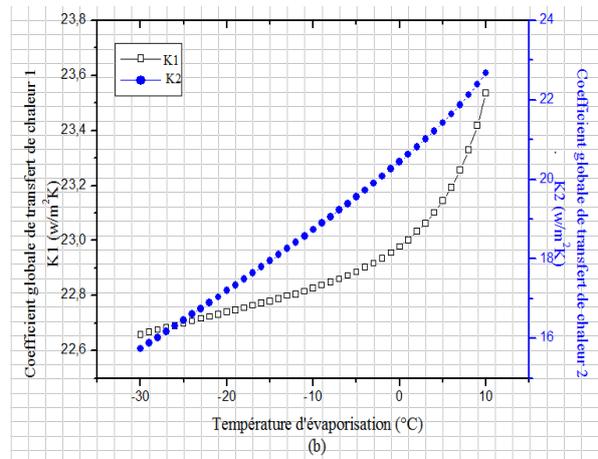
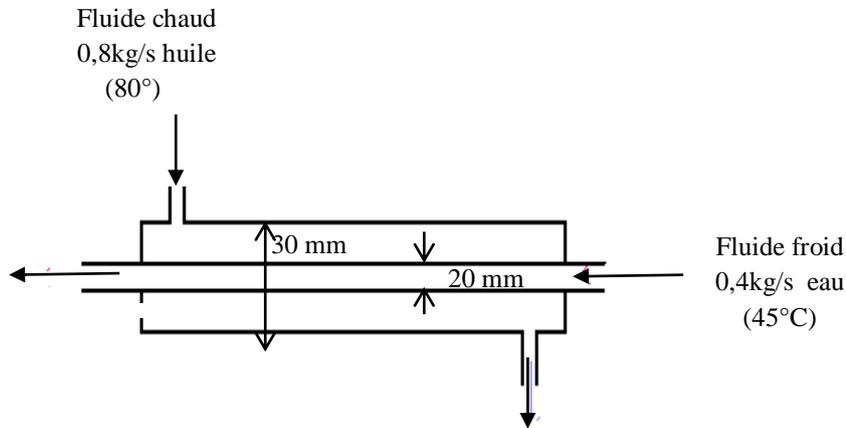


Figure III.17 : évolution du coefficient d'échange global en fonction de la température d'évaporation, du R134a (Aichaoui et Barna, 2016).

Travaux dirigés N°2

Exercice 1



Les caractéristiques physiques de l'eau et de l'huile données ci-dessous :

Propriétés	Huile	Eau
	80°C	45°C
Masse volumique (kg/m ³)	852	996,1
Prandlt	49,99	3,91
Conductivité thermique (W/m.K)	0,138	0,632
Viscosité cinématique (m ² /s)	3,794.10 ⁻⁵	0,602.10 ⁻⁶

On demande de calculer le coefficient global de l'échangeur de chaleur ?

Solution

Coté eau :

$$\dot{m}_{eau} = \rho_{eau} \times V_{eau} \times S = \rho_{eau} \times V_{eau} \times \frac{\pi D_i^2}{4}$$

$$0,4 = 996,1 \times V_{eau} \times \frac{\pi(0,020)^2}{4}$$

$$V_{eau} = 1,27 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{V_{eau} \cdot D_i}{\nu_{eau}} = \frac{1,27 \times 0,020}{0,602 \cdot 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 4,2 \cdot 10^4 > 10^4$$

Régime turbulent, si on considère que le tube est suffisamment long alors on aura un régime turbulent pleinement développé.

Puisque l'eau s'échauffe, on a :

$$Nu = 0,23.Re^{0,8} .Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,23.(4,2.10^4)^{0,8} .(3,91)^{0,4}$$

$$Nu = 1982,3$$

Et comme :

$$Nu = \frac{h_{eau} . D_i}{\lambda_{eau}}$$

$$\text{Alors : } h_{eau} = \frac{Nu \times \lambda_{eau}}{D_i}$$

$$h_{eau} = 62643,8W / m^2 . ^\circ C$$

Coté huile :

$$\dot{m}_{huile} = \rho_{huile} \times V_{huile} \times S = \rho_{eau} \times V_{eau} \frac{\pi(D_e - D_i)^2}{4}$$

$$0,8 = 852 \times V_{huile} \times \frac{\pi(0,030^2 - 0,020^2)}{4}$$

$$V_{huile} = 2,39m / s$$

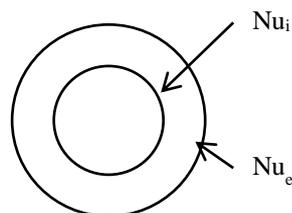
$$Re = \frac{V_{huile} . D_h}{\nu_{huile}} = \frac{2,39(0,030 - 0,020)}{3,794.10^{-5}}$$

$$Re = 360$$

Régime laminaire pleinement développé, d'après le tableau III.4

$$\frac{D_2}{D_e} = \frac{0,020}{0,030} = 0,657$$

Épaisseur négligeable : $D_e = D_i = 0,020m$



$$Nu_i = 5,45 \text{ (par int erpollation)}$$

$$Nu_i = \frac{h_{huile} \cdot D_h}{\lambda_{huile}}$$

$$\text{Alors : } h_{huile} = \frac{Nu_i \cdot \lambda_{huile}}{D_h}$$

$$h_{huile} = 752 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Lorsque $e \ll \ll$, alors :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{eau}} + \frac{1}{h_{huile}}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{62643,8} + \frac{1}{752}$$

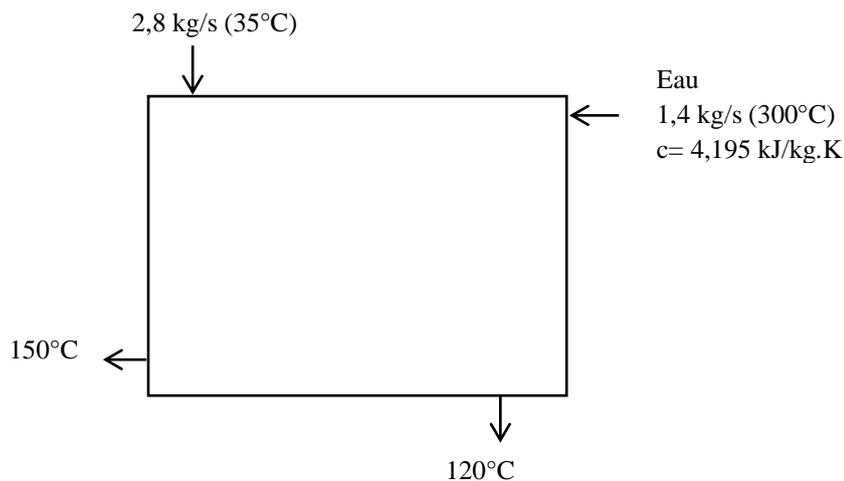
$$K = 743,49 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

On remarque que la résistance extérieure de l'huile est plus grande.

Exercice2

Soit un écoulement croisé d'un fluide sur un faisceau quelconque.

Calculer la surface d'échange et la longueur totale des tubes.



Solution

a) Chaleur échangée :

$$Q = (m \times c)_f (T_{fe} - T_{fs})$$

$$Q = 2,8 \times 4195 \times (120 - 35) = 998,41 \text{ kW}$$

DLMT

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} = 300 - 120 = 180^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} = 150 - 35 = 115^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = 145.1^\circ\text{C}$$

Facteur de correction :

Facteur de correction

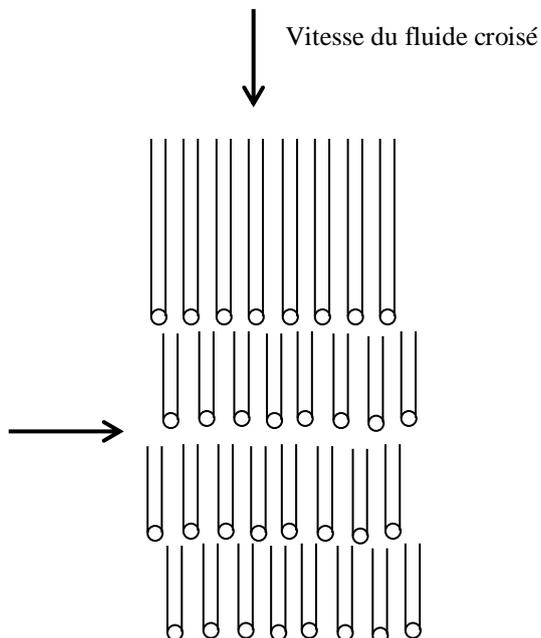
$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{150 - 300}{35 - 300} = 0,566$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} = \frac{35 - 120}{150 - 300} = 0,567$$

$$F = 0.93$$

Calcul du coefficient d'échange extérieur :

On 4 rangées et 8 tubes par rangée



Calcul du coefficient d'échange externe (eau dans la calandre)

Dans notre cas : l'écoulement du fluide est croisé ou perpendiculaire aux rangées de tubes

$$N_T = 4 \text{ et } N_L = 8$$

$$Nu_D = 1,13 C_1 . R^m Pr^{1/3}$$

Pour $N_T < 10$, le brassage est moins important, ce qui se traduit par une légère détérioration du coefficient d'échange. Il y a lieu alors de multiplier Nu_D par un terme correctif C_2 .

$$Nu = Nu_D \times C_2$$

Pour les tubes alignés ou non alignés, on :

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) V_{\infty}$$

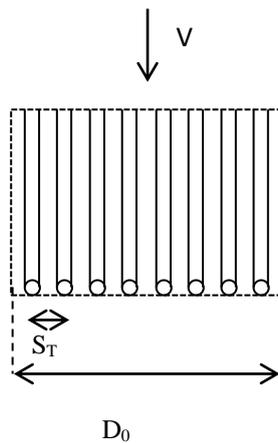
Exemple

$$D = 19 \text{ mm}$$

$$S_T = 29 \text{ mm}$$

$$S_L = 29 \text{ mm}$$

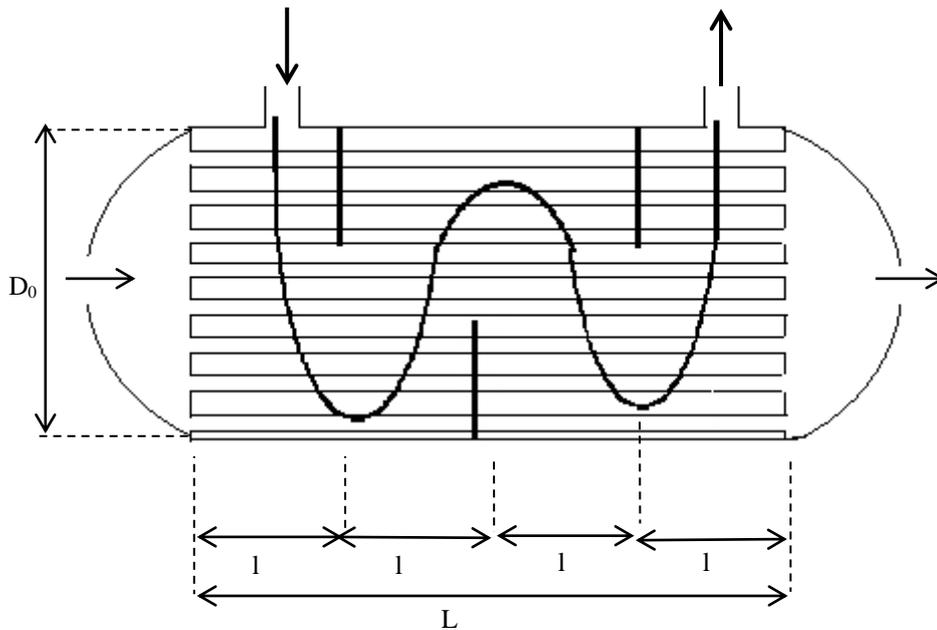
$$S_D = \sqrt{29^2 + \left(\frac{29}{2} \right)^2} = 32,4 \text{ mm}$$



$$D_0 = S_T (N + 2) = 29(8 + 2) = 290 \text{ mm} = 0.29 \text{ m}$$

On choisit :

$$BF = l = \frac{2}{3} D_0 = 0.19 \text{ m}$$



Surface de l'écoulement :

$$A = BF \times D_0 = 0,19 \times 0,290 = 0,0551 \text{ m}^2$$

$$V_\infty = \frac{\dot{m}}{\rho \times S} = \frac{2,8}{10^3 \times 0,551} = 0,051 \text{ m/s}$$

$$V_{\max} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) V_\infty = \frac{29}{29 - 19} 0,51 = 0,148 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{\max} \times D_{tube}}{\mu} = \frac{10^3 \times 0,148 \times 0,019}{365 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re_D = 7704$$

On a besoin de C_1 , C_2 et m

$$S_L / D = 29 / 19 = 1,55$$

$$S_T / D = 29 / 19 = 1,55$$

$$C_2 = 0,89 \text{ (voir tableau III.2)}$$

$$C_1 = 0,46 \text{ (voir tableau III.1)}$$

$$m = 0,562 \text{ (voir tableau III.1)}$$

Les propriétés sont calculées à la température du film :

$\lambda=668 \text{ W/mK}$, $\mu=118.10^{-6} \text{ Pa.s}$ et $Pr = 2,29$ alors :

$$Nu = (0.89)(1.13)(0.46)R^{0.562}(2,29)^{1/3}$$

$$Nu = 93$$

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{93 \times 668}{0,19}$$

$$h_e = 3277 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Calcul du coefficient d'échange intérieur :

$$V_{tube} = \frac{\dot{m}}{\rho_{eau} S_{tube} N}$$

$$N=8 \times 4=32$$

$$A_{tube} = \pi \frac{D_{tube}^2}{4}$$

$$Re_D = \frac{\rho_{eau} \frac{154,3}{\rho_{eau}} \times 0,019}{118.10^{-6}}$$

$$Re_D = 24845 > 10^4$$

Dittus-Boelter

$$Nu = 0,23 Re_D^{0.8} Pr^n$$

$n=0,3$ fluide qui se refroidit dans les tubes.

$$Pr=0,86$$

$$\lambda=0,693 \text{ W/m.K}$$

$$Nu = 0,23(24845)^{0.8} (0.86)^{0.3}$$

$$Nu = 481$$

$$hi = 2438 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Coefficient d'échange global :

On assume que: $D_e \approx D_i$ alors $S \approx S_e \approx S_i$ Et $Re_n \approx 0$

On aura :

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{h_i S} + \frac{1}{h_e S}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{3277} + \frac{1}{2438}$$

$$K=1398 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Longueur des tubes

$$Q = K \times S \times F \times \Delta T_m$$

$$Q = K(N \times \pi \times D \times L)F \times \Delta T_m$$

$$L = \frac{Q}{K(N \times \pi \times D)F \times \Delta T_m}$$

$$L = \frac{998410}{1398 \times 32 \times \pi \times (0,019)(0,93) \times 145,1}$$

$$L = 2,77 \text{ m}$$

Nombre de chicanes demandé :

m: nombre de chicanes

Si m=3 alors L= l×4

Donc , dans notre cas:

$$m = \frac{L}{BF} - 1 = \frac{2,77}{0,19} - 1 = 13,6$$

$$BF = 0,19$$

On fait des itérations sur BF jusqu'à avoir un nombre entier de m.

Vérification de la consommation énergétique :

$$P = \dot{V} \Delta p$$

Δp : peut être obtenue par des abaques ou des graphes ;

\dot{V} : débit volumique.

Exercice 3

Soit un évaporateur à air à tubes à ailettes à convection forcée, on demande de calculer la surface d'échange et la longueur totale des tubes.

Données :

Fluide frigorigène : R22 ;

Température intérieure $T_i = -5^\circ\text{C}$;

Humidité intérieure $Q_i = 85\%$;

Température d'évaporation $T_0 = -10^\circ\text{C}$;

Température de condensation $T_c = 42^\circ\text{C}$;

$\Delta T_{S/R} = 5^\circ\text{C}$;

$\Delta T_{S/ch} = 15^\circ\text{C}$;

$Q_0 = 35\text{kW}$.

Les caractéristiques des ailettes carrées et le tube sont tirés à partir des tableaux :

Diamètre extérieur \times épaisseur = 15×0.75 (mm \times mm)

D_i : diamètre intérieur = $D_e - 2 \times e = 15 - (2 \times 0.75) = 13.5$ mm

a : pas Transversal : = 50 mm

b : pas Transversal : = 50 mm

δ : épaisseur d'ailette = 0,4 mm

λ_{ail} : conductivité thermique des ailettes = 203,52 W/m.K

c : pas d'ailette ou écartement des ailettes = 10 mm

Les tubes sont construits en cuivre et les ailettes en aluminium

e_{cu} : épaisseur des tubes = $0,75 \cdot 10^{-2}$ m

λ_{cu} : conductivité thermique des tubes = 395 W/m.K

e_h : épaisseur d'huile = $0,08 \times 10^{-3}$ m

λ_h : la conductivité thermique d'huile = 0,139 W/m.K

e_g : épaisseur du givre qui est égale à 15% du pas d'ailette, soit : $0,15 \times 10 \cdot 10^{-3} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ m

λ_g : la conductivité thermique du givre varie en fonction de la température (W/m.K)

Tableau : Conductivité thermique en fonction de la température

Température ($^\circ\text{C}$)	0	-20	-35
λ_g (W/m.K)	0,35	0,29	0,23

Solution

État de l'air à l'entrée de l'E.V

$T_{ae} = T_i + 2 = -5 + 2 = -3^\circ\text{C}$ et $\phi_i = 85\%$ donne (H-X) : $h_{ae} = 3\text{kJ/kg}$

État de l'air à la sortie de l'E.V

$T_{as}=T_0+2=-10+2=-8^\circ\text{C}$ et $\phi_i=85\%$ donne (H-X) : $h_{as}=-4,5\text{kJ/kg}$

Les paramètres thermodynamiques de l'air à la température moyenne :

$$T_m = \frac{T_{ae} + T_{as}}{2} = \frac{(-3 + 273) + (-8 + 273)}{2} = 267,5\text{K}$$

alors :

$$\nu_{air} = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\lambda_{air} = 0,0236 \text{ W} / \text{m.K}$$

$$c_{p,air} = 1004,3 \text{ J} / \text{kg.K}$$

$$\rho_{air} = 1,31 \text{ kg} / \text{m}^3$$

On commence par calculer les surfaces dont on a besoin :

Surface intérieure :

$$S_i = \pi D_i = 42,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m tube}$$

Surface extérieure lisse :

$$S_0 = \pi D_e = 47,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{m tube}$$

Surface totale :

$$S_{Tot} = S_{nette} + S_{ail}$$

Surface nette :

$$S_{nette} = S_{ext\ nette} / \text{m tube}$$

$S_{ext\ nette}$ = surface nette des tubes – celle au contact avec les ailettes

$$S_{nette} = \pi d_e - n \pi d_e \delta \quad \text{pour } L=1\text{m}$$

Surface des ailettes :

$$S_{ail} = 2n(a \times b - \frac{\pi d_e^2}{4})$$

Nombre des ailettes :

$$n = \frac{1}{\delta + c} = \frac{1}{(0,4 + 10) \cdot 10^{-3}} = 96 \text{ nombre / m}$$

$$S_{nette} = 0,048 \text{ m}^2 / \text{m tube}$$

$$S_{ail} = 0,44 \text{ m}^2 / \text{m tube}$$

$$S_{tot} = 0,48 \text{ m}^2 / \text{m tube}$$

Coefficient global de transfert de chaleur :

Comme l'épaisseur du cylindre est très faible ($e \ll r$), on peut considérer la paroi du cylindre comme une paroi plane, et dans le cas d'évaporateur le coefficient global d'échange de chaleur est peut être calculé par la formule suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{app}} + \frac{S_{Tot}}{S_i} \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e_{cu}}{\lambda_{cu}} + \frac{e_h}{\lambda_h} \right)}$$

h_{app} : coefficient d'échange de chaleur apparent coté air en ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$) ;

h_i : coefficient d'échange intérieur en ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$).

Coefficient apparent :

Le coefficient d'échange thermique apparent est calculé par la relation suivante :

$$h_{app} = [\varphi_G + (\eta_{ail} \times \varphi_L)] / [(1/\zeta \cdot h_e) + (e_g/\lambda_g)] \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

φ_g et φ_L : coefficients

$$\varphi_G = S_{nette} / S_{Tot} \quad \text{et} \quad \varphi_L = S_{ail} / S_{Tot}$$

$$\varphi_G = 0,094$$

$$\varphi_L = 0,91$$

Résistance du givre :

$$\frac{e_g}{\lambda_g} = \frac{0,15 \times 10 \cdot 10^{-3}}{0,32} = 4,687 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$$

Coefficient du dépôt d'humidité :

$$\zeta = \frac{h_{as} - h_{ae}}{c_{p,air} (T_{as} - T_{ae})} = 1,49$$

Coefficient superficiel extérieur (faisceaux de tubes à ailettes) :

$$h_e = Nu \times \lambda_{air} / D_{eq}$$

λ_{air} : conductivité thermique de l'air à la température moyenne (W/m.K) ;

D_{eq} : diamètre équivalent (m) ;

$D_{eq} = D_e$ pour disposition des tubes alignées si non $D_{eq} = D_e - D_i$

Nusselt est donné ($Re > 10^4$) :

$$Nu = 0.45 R_e^{0.628} \cdot P_r^{0.33} \left(\frac{S_T}{S_0} \right)^{-0.375} \quad \text{disposition quinconque}$$

$$P_r = \frac{\rho_{air} \cdot V_{air} \cdot c_{p,air}}{\lambda_{air}}$$

$$R_e = \frac{V_{et} \cdot D_e}{v_{air}}$$

$$V_{et} = \frac{\dot{V}_{air}}{S_{et}}$$

Débit volumique d'air :

$$\dot{V} = \frac{Q_0}{\rho \times c_{air} (T_{as} - T_{ae})}$$

Q_0 : puissance effective de l'évaporateur=35 kW

ρ_{air} :masse volumique de l'air =1.2 kg/m³

$$\dot{V} = 4,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sinon, on doit diviser par un certain nombre d'évaporateurs.

Surface étroite :

$$S_{ét} = S_m \left[1 - \left(\frac{d_e}{a} \right) + \left(\frac{\delta}{\delta + c} \right) \left(1 - \frac{d_e}{a} \right) \right]$$

Surface frontale :

$$S_m = \frac{\text{débit volumétrique de l'air}}{\text{vitesse frontale de l'air de sortie}} = \frac{\dot{V}_{air}}{V_{fr}}$$

$V_{fr} = (2,5 \text{ à } 4) \text{ m/s}$, on prend $V_{fr} = 3 \text{ m/s}$

$$S_m = 1,29m^2$$

$$S_{et} = 0,98m^2 / m \text{ tube}$$

$$V_{et} = 3,95m / s$$

$$R_e = 0,46.10^4$$

$$P_r = 0,7$$

$$Nu = 35,92$$

$$h_e = 52,37 \text{ W} / m^2.k$$

Rendement des ailettes :

$$\eta_{ail} = \frac{th(m.l)}{m.L} \quad \text{avec} \quad m = \sqrt{\frac{2.\alpha_e}{\lambda_{ail}.e_{ail}}} \quad [m^{-1}] \quad \text{et} \quad L = \varphi \frac{D_e}{2}$$

$$\text{où } \varphi = (\rho - 1)(1 + 0.35Ln\rho) \quad \text{avec} \quad \rho = 1.28 \frac{a}{d_e} \sqrt{\frac{a}{b} - 0.2}$$

$$m = 37,25m^{-1}$$

$$\rho = 3,81$$

$$\varphi = 4,12$$

$$L = 0,03m$$

$$\eta_{ail} = 0,72$$

$$h_{app} = 45,23 \text{ W} / m^2.k$$

Coefficient d'échange superficiel intérieur :

Le coefficient d'échange thermique interne, est calculé à partir de cette relation :

$$h_i = Nu \times \lambda_{ff} / D_i$$

$$Nu = 0,038R_e^{0.8} . P_r^{0.4} . x^{-1.23}$$

Les caractéristiques du fluide frigorigène R22 à la température d'évaporation T0=-10°C sont :

$$v_{ff} = 0,629 \mu m^2 / s$$

$$\lambda_{ff} = 9,20 \text{ mW} / m.K$$

$$c_{p,ff} = 1004,3 \text{ J} / kg.K$$

$$\mu_{ff} = 11,343 \mu Pa.s$$

$$\rho_{ff} = 18,04 \text{ kg} / m^3$$

$$P_r = \frac{\rho_{ff} \cdot \mu_{ff} \cdot c_{p,ff}}{\lambda_{ff}}$$

$$R_e = \frac{w_{ff} d_i}{v_{ff}} \quad \text{avec: } w_{ff} = 3m / s$$

x : titre de vapeur du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur, il est calculé à la température d'évaporation.

$$x = \frac{h_m - h_{ls}}{h_{vs} - h_{ls}}$$

Généralement $x = 20$ à 25 %, soit $x = 22\%$

alors :

$$P_r = 0,79$$

$$R_e = 6,431 \cdot 10^4$$

$$N_u = 1563,95$$

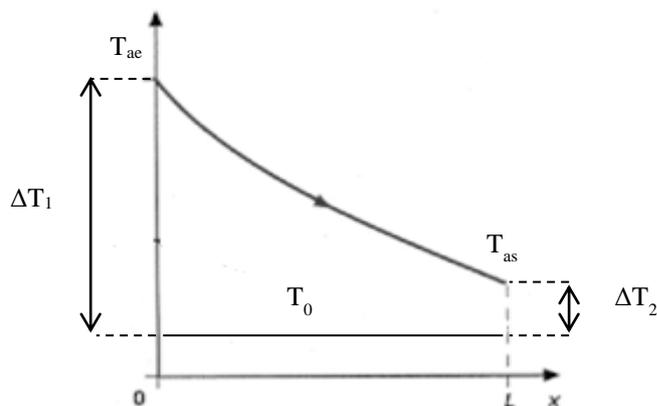
$$h_i = 1065,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Et finalement :

$$K = 25,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Différence moyenne logarithmique:

Elle est calculée par la relation ci-dessous :



$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln ((\Delta T_1 / \Delta T_2))$$

$$\Delta T_1 = T_{ae} - T_0 = 7^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{as} - T_0 = 3^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_m = 3,99 \text{ K}$$

Densité thermique:

$$q = K \cdot \Delta T_m = 101,5 \text{ W/m}^2$$

Surface d'échange :

$$S_{\text{éch}} = \frac{Q_0}{q} = 344,53 \text{ m}^2$$

Surface totale d'échange interne :

Cette surface est calculée par la relation suivante :

$$S_{\text{INT}} = S_{\text{éch}} \frac{S_i}{S_{\text{tot}}} = 30,42 \text{ m}^2$$

Longueur totale des tubes:

$$L = \frac{S_{\text{INT}}}{3,14 \cdot D_i} = 707,71 \text{ m}$$

Longueur des tubes par range:

Si Z est nombre de rangée, généralement Z=8, alors:

$$l = \frac{L}{Z} \approx 88,46 \text{ m}$$

Nombrede tubes par range:

L_p longueur d'un passage comprise entre 1,5 et 4m, soit $L_p = 2 \text{ m}$, alors:

$$N_r = \frac{l}{L_p} = 44,23$$

Il faut arrondir en nombre entier et paire $N_r = 44$

Surface réelle d'une rangée :

$$S_{\text{réelle}} = N_r \cdot \pi \cdot D_e \cdot L_p = 4,15 \text{ m}^2$$

Longueur réelle d'une rangée :

$$l_r = \frac{S_{\text{réelle}}}{\pi d_e} = 88,11 \text{ m}$$

Longueur réelle totale :

$$L_r = l_r \cdot Z = 704,88 \text{ m}$$

Surface réelle d'échange:

$$S_{INT,r} = L_r \cdot \pi \cdot D_e = 33,20 \text{ m}^2$$

Nombre réel des tubes:

$$N_R = N_r \cdot Z = 352$$

Nombre d'unité de transfert (NUT)

$$NUT = \frac{K \times S_{INT,r}}{\dot{m}_{air} \times c_{p,air}} = \frac{25,46 \times 33,20}{1,31 \times 4,05 \times 100,4} = 0,16$$

Efficacité de l'évaporateur :

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} = 1,17$$

Exercice 4

On étudie un condenseur de fluide frigorigène à eau, destiné à produire 15 kg/s de fluide frigorigène liquide à partir d'une vapeur saturante à la température $T_c = 40^\circ\text{C}$ et à la pression $p = 5,08 \text{ bar}$.

L'appareil utilisé est un échangeur à faisceau de tubes horizontaux. Ceux-ci ont un diamètre intérieur $d = 15,75 \text{ mm}$ et un diamètre extérieur $D = 19,05 \text{ mm}$.

On dispose d'une eau de rivière dont la température maximale est de 15°C en été, et qui ne doit pas subir un échauffement supérieur à 10°C . Elle circule à l'intérieur des tubes.

Les caractéristiques physiques du fluide frigorigène à $p = 5,08 \text{ bars}$ sont données ci-dessous :

Température 40°C ;

Chaleur latente de vaporisation 345.10^3 J/kg ;

Conductivité thermique phase liquide $0,127 \text{ W/m.K}$;

Viscosité dynamique phase liquide $0,144.10^{-3} \text{ kg/m.s}$

Masse volumique phase liquide 554 kg / m^3 ;

Les caractéristiques physiques de l'eau sont données ci-dessous :

Température ($^\circ\text{C}$)	10	20	30
Conductivité thermique (W/m.K)	0,577	0,5992	0.615
Viscosité cinématique (m^2/s)	$0,13.10^{-5}$	$0,101.10^{-5}$	$0,0805.10^{-5}$
Capacité thermique (J/ kg.K)	4192	4180	4178

1. Calculer le débit de l'eau nécessaire dans l'échangeur ($\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$) ;

2. Déterminer le coefficient d'échange h_i côté eau (On se fixe une vitesse débitante

$V = 2 \text{ m/s}$ dans les tubes) ;

3. On se base a priori sur une température moyenne de paroi côté fluide frigorigène $T_p = 20^\circ\text{C}$.

Quel est alors le coefficient d'échange moyen de condensation h_c à l'extérieur des tubes ;

4. En tenant compte de la résistance thermique de la paroi, on admet finalement :

$$K = 730 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}.$$

Calculer la surface d'échange S nécessaire ;

5. Calculer le NUT et l'efficacité de l'échangeur.

Note : Sachant que la relation de Dittus- Boelter qui permet de calculer le coefficient de transfert de chaleur paroi/eau pour une eau qui s'échauffe dans un régime turbulent est:

$$Nu = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \quad 10^4 < Re < 12 \cdot 10^4$$

Et pour une condensation dans un tube horizontal, le coefficient de transfert de chaleur est le

$$\text{suivant : } h_e = 0.725 \left[\frac{g \rho_l L_c \lambda_l^3}{\nu_l D (T_c - T_p)} \right]^{1/4}$$

Solution

1. Débit d'eau :

La puissance thermique de l'échangeur se calcule en écrivant le bilan sur le fluide chaud (fluide frigorigène) :

$$Q = \dot{m}_{\text{ff}} \times L_c$$

$$\dot{m}_{\text{ff}} = 15 \text{ kg/s}$$

$L_c = 345 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$ (la chaleur de vaporisation est identique à la chaleur de condensation)

$$Q = 15 \times 345 \times 10^3$$

$$Q = 5175 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Sachant que l'on doit avoir $T_s - T_e = 10^\circ\text{C}$, Alors le bilan sur le fluide froid (eau) donne:

$$Q = \dot{m}_{\text{eau}} \cdot C_p (T_s - T_e)$$

Dans la gamme de température considérée pour l'eau :

$c_p = 4180 \text{ J/kg K}$. D'où le débit nécessaire :

$$\dot{m}_{\text{eau}} = \frac{Q}{C_p \cdot (T_s - T_e)}$$

$$\dot{m}_{\text{eau}} = 123,8 \text{ kg/s}$$

2. Coefficient d'échange côté froid (eau) :

Pour calculer h_i on passe par l'intermédiaire du nombre de Nusselt, qui s'exprime en fonction de Re et Pr .

Le nombre de Reynolds dans les tubes sera évalué à la température moyenne de mélange de l'eau :

$$T_m = \frac{T_{eau,e} + T_{eau,s}}{2}$$

Avec $T_{ee} = 15^\circ\text{C}$ et $T_{es} = (15 + 10)^\circ\text{C}$

$T_m = 20^\circ\text{C}$

D'après $Re = \frac{V \cdot D_i}{\nu}$

La viscosité cinématique de l'eau à 20°C :

$$\nu = 0,101 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$D_i = 15,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = \frac{2 \times 15,75 \times 10^{-3}}{0,101 \times 10^{-5}} = 31200$$

Donc l'écoulement est « turbulent » ($10^4 < Re < 12 \cdot 10^4$) ;

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{\rho \cdot \nu \cdot C_p}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{1000 \times 0,101 \times 10^{-5} \times 4180}{0,5992} = 7$$

On calculera donc Nu avec la formule de Dittus - Boelter pour l'eau: $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$

$$Nu = 0,023 \times (31200)^{0,8} \times (7)^{0,4}$$

$$Nu = 197$$

En revenant à la définition :

$$Nu = \frac{h_i \times D_i}{\lambda} \Rightarrow h_i = \frac{Nu \times \lambda}{D_i}$$

La conductivité thermique de l'eau à 20°C :

$$\lambda = 0,5992 \text{ W/m.K}$$

$$h_i = 7525 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3. Coefficient d'échange côté chaud (fluide frigorigène) :

La condensation se produit à l'extérieur d'un tube horizontal ; le coefficient moyen nous est donné par :

$$h_e = 0.725 \left[\frac{g \times \rho_l \times L_c \times \lambda_l^3}{\nu_l \times D(T_c - T_p)} \right]^{1/4}$$

A la température 40°C, les caractéristiques thermophysiques du fluide frigorigène sont :

$$\rho_l = 554 \text{ kg / m}^3$$

$$\lambda_l = 0,127 \text{ W / m.K}$$

$$\nu_l = \mu / \rho_l$$

$$\nu_l = 0,26 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

En outre :

$$L_c = 345 \cdot 10^3 \text{ J / kg}$$

$$T_c = 40 \text{ °C} ; T_p = 20 \text{ °C (valeur admise)}$$

$$D_e = 19,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Le calcul donne :

$$h_e = 1800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4. Surface d'échange :

Avec le résultat de la question 1 et avec $T_c - T_m = 20 \text{ °C}$:

$$Q = K \times S \times (T_c - T_m) = 730 \times S \times (40 - 20) = 5175 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$S = 354,45 \text{ m}^2$$

5. NUT :

$$NUT = \frac{K \cdot S}{c_p \cdot \dot{m}_{eau}}$$

$$K \times S = 258750 \text{ W/K}$$

$$c_p = 4180 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$\dot{m}_{eau} = 123,8 \text{ kg/s}$$

$$NUT = 0,5$$

Efficacité sera donc: $\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$

$$\varepsilon = 0,4$$

Chapitre IV : dimensionnement des échangeurs de chaleur

(Logiciel SSP)

Prise en main du logiciel SSP

SSP mis au point pour réaliser les calculs complexes relatifs à l'échange de chaleur. Le logiciel gère les calculs pour monophasé, condenseur, évaporateur, en cascade et les applications à deux étages, il est équipé d'une interface utilisateur intuitive, il s'appuie sur notre connaissance approfondie de la technologie des échangeurs de chaleur.

Il suffit d'entrer les données, et SSP vous présente immédiatement le concept de produit qui répond le plus mieux à vos besoins.

SSP est disponible en deux versions : SSP G8 et SSP Online. SSP G8 est la version complète autonome du SSP Online qu'on peut installer sur notre PC.

SSP Online est une version plus légère accessible à partir de l'un des navigateurs suivants : Internet Explorer, Safari, Firefox ou Chrome. Disponible 24/h/24 et 7j/7 et celle qu'on va donner le détail et on a pris comme exemple les échangeurs à plaques brasées.

Les échangeurs thermiques à plaques brasées exploitent au mieux l'énergie, les matériaux et l'espace pour diverses applications industrielles, installations de chauffage, de climatisation et de ventilation. ...

Cas étudié : Echangeurs à plaques brasées

Etape 1 : Registration on line (Email et password)

SWEP
• 1958 • 2013

SWEP ONLINE

SSP Online
SWEP provides SSPOnline as an advanced calculation tool for assessing a suitable brazed plate heat exchanger in heating and cooling applications.

About SWEP
SWEP is a rapidly growing international company in the heat transfer field. Decades of creative work, leading-edge competence and committed SWEP people have resulted in the world's most effective offer of products. World-leading within its field, SWEP constantly advances the front line in order to be able to use the very latest technology. SWEP's aim is constantly to offer its customers excellent performance, economy and service.

Sign In Register

E-mail Id
Melian.x@gmail.com

Password

Login Forgot Password

Legal About us Contact us © SWEP International AB 100%

Etape 2 : Menu de calcul : Calculations

On sélectionne : Single Phase

SWEP
• 1958 • 2013

SWEP ONLINE

Info@swep.net ⚙️ 🔍

Calculations

- Cascade
- Condenser
- Evaporator
- NHP Condenser
- SinglePhase**
- SingleMix

Tools

- Fluid Properties
- Pressure drop
- Product Cart

Applications

- Two Stage Application

Legal About us Contact us Support Help © SWEP International AB 100%

Etape 3 : désigner :

Fluid Slide 1 : water

Fluid Slide 1 : water

puis sur la flèche **Exchangers** choisissez par exemple: type : $B \times 8T$

Entrée des valeurs :

Inlet Temperature : 80°C 30°C

Outlet temperature : 40°C 60°C

The screenshot displays the SWEP software interface for configuring a heat exchanger. The top navigation bar includes 'Home', 'New', 'Open', 'Save', 'Print', 'Table', 'Product cart', and 'Connection Impact'. The main interface is divided into a left sidebar and a central workspace. The sidebar contains the following settings:

- Calculation Type: Single Phase - Design
- Fluid Side 1: Water
- Fluid Side 2: Water
- CoCurrent:
- Exchangers: BX8T (highlighted with a red box and an arrow pointing to the dropdown arrow)
- Side 1: Inlet Temperature: 80 °C, Outlet Temperature: 40 °C
- Side 2: Inlet Temperature: 30 °C, Outlet Temperature: 60 °C
- Flow: kg/s
- Max pressure drop: 50 kPa
- Number of Passes: 1
- Number of Plates: [empty]
- Oversurfacing: %
- Fouling factor: m²·°C/kW
- Allow port switch:
- Auto Performance:

A 'Calculate' button is located at the bottom of the sidebar. The bottom of the interface features a footer with 'Legal', 'About us', 'Contact us', 'Support', 'Help', and '© SWEP International AB'. The zoom level is set to 100%.

Cliquer sur Performance

On aura : Number of Platters (nombre de plaques): 40 et la case de température de sortie du fluide côté 2 vide (ça veut dire qu'il ne faut pas la remplir, elle sera calculée)

SWEP
Home New Open Save Print Table Product cart Connection Impact info@swep.net

Design **Performance** Rating Material: All Pressure: All Warehouse: CEW Result Column Settings

Calculation Type: Single Phase - Performance
 Fluid Side 1: Water
 Fluid Side 2: Water
 CoCurrent:
 Exchangers: BX8T

Side 1 Side 2
 Heat Load: 50 kW
 Inlet Temperature: 80 °C 30 °C
 Outlet Temperature: 40 °C
 Flow: kg/s
 Max pressure drop: 50 kPa 50 kPa
 Number of Passes: 1
 Number of Plates: 40
 Oversurfacing: %
 FoulingFactor: m²·°C/kW
 Port switch: 19 20

Calculate

Case vide

Legal About us Contact us Support Help © SWEP International AB
<http://ssponline.swep.net/Calculation/SinglePhase.html#> 100%

cliquer Calculate

On aura : température de sortie Slide 2 = 60,81°C

SWEP
Home New Open Save Print Table Product cart Connection Impact info@swep.net

Design **Performance** Rating Material: All Pressure: All Warehouse: CEW Result Column Settings

Calculation Type: Single Phase - Performance
 Fluid Side 1: Water
 Fluid Side 2: Water
 CoCurrent:
 Exchangers: BX8T

Side 1 Side 2
 Heat Load: 50 kW
 Inlet Temperature: 80 °C 30 °C
 Outlet Temperature: 40 °C
 Flow: kg/s
 Max pressure drop: 50 kPa 50 kPa
 Number of Passes: 1
 Number of Plates: 40
 Oversurfacing: %
 FoulingFactor: m²·°C/kW
 Port switch: 19 20

Calculate

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
BX8Tx40	0.874	3.91	6.07	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	kW	50.00		
Inlet temperature	°C	80.00		30.00
Outlet temperature	°C	40.00		60.81
Flow rate	kg/s	0.2987		
Max. pressure drop	kPa	50.0		50.0
Thermal length		2.84		2.19
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	m ²		0.874	
Heat flux	kW/m ²		57.2	
Mean temperature difference	K		14.10	
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		4060/4060	
Pressure drop -total*	kPa	3.91	6.07	
- in ports	kPa	1.09	1.83	
Port diameter	mm	16.0	16.0	
Number of channels		19		20
Number of plates		40		
Oversurfacing	%	0		
Fouling factor	m ² ·°C/kW	0.000		
Reynolds number		923		898
Port velocity	m/s	1.51		1.95

*Excluding pressure drop in connections.

Legal About us Contact us Support Help © SWEP International AB
<http://ssponline.swep.net/Calculation/SinglePhase.html#> 100%

Si on veut changer la température de sortie du fluide côté 2, cliquer **Rating**, remplissez la case outlet temperature slide 2 par exemple 50 °C et cliquer **Calculate** alors on remarque que les pressions côté 2 ont changé.

The screenshot shows the SWEP software interface with the 'Rating' tab selected. The 'Outlet Temperature' for Side 2 is set to 50 °C. The 'Calculate' button is highlighted. The results table shows a change in DP2(kPa) from 14.1 to 43.0.

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
BX8Tx40	0.874	3.91	14.1	43

DUTY REQUIREMENTS

Unit	Side 1	Side 2
Heat load	50.00	30.00
Inlet temperature	80.00	30.00
Outlet temperature	40.00	50.00
Flow rate	0.2987	0.5983
Max. pressure drop	50.0	50.0
Thermal length	2.20	1.10

PLATE HEAT EXCHANGER

Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	0.874	0.874
Heat flux	57.2	34.4
Mean temperature difference	18.20	18.20
O.H.T.C. (available/required)	4500/3140	14.1
Pressure drop -total*	3.91	43.0
- in ports	1.09	16.0
Port diameter	16.0	20
Number of channels	19	20
Number of plates	40	43
Oversurfacing	0.094	0.094
Fouling factor	0.094	0.094
Reynolds number	923	1250
Port velocity	1.51	3.00

Si on veut changer le nombre de plaques cliquer **Rating**, remplissez la case Number of Palatters par exemple 20 °C et cliquer **Calculate** Alors les pressions coté 1 et 2 ont changé aussi.

The screenshot shows the SWEP software interface with the 'Rating' tab selected. The 'Number of Plates' is set to 20. The 'Calculate' button is highlighted. The results table shows a change in DP1(kPa) from 3.91 to 13.0 and DP2(kPa) from 14.1 to 41.7.

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
BX8Tx20	0.414	13.0	41.7	4

DUTY REQUIREMENTS

Unit	Side 1	Side 2
Heat load	50.00	30.00
Inlet temperature	80.00	30.00
Outlet temperature	40.00	50.00
Flow rate	0.2987	0.5983
Max. pressure drop	50.0	50.0
Thermal length	2.20	1.10

PLATE HEAT EXCHANGER

Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	0.414	0.414
Heat flux	121	72.5
Mean temperature difference	18.20	18.20
O.H.T.C. (available/required)	889/6630	41.7
Pressure drop -total*	13.0	41.7
- in ports	1.07	4.25
Port diameter	16.0	20
Number of channels	9	10
Number of plates	20	20
Oversurfacing	0.005	0.005
Fouling factor	0.005	0.005
Reynolds number	1950	2510
Port velocity	1.51	3.00

Si On exige une température de sortie coté 2=60°C
 On revient à l'étape 3 : cliquer **design** puis **Calculate**
 Alors le nombre de plaque sera 36 et non 40.

The screenshot shows the SWEP software interface with the 'Design' tab selected. The 'Outlet Temperature' for Side 2 is set to 60°C. The 'Calculate' button is visible. The results table shows 36 plates for the selected configuration.

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
BX8Tx36	0.782	4.57	7.39	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	kW	80.00	50.00	30.00
Inlet temperature	°C	40.00		60.00
Outlet temperature	°C			0.3988
Flow rate	kg/s	0.2987		50.0
Max. pressure drop	kPa	2.77		2.08
Thermal length				
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	m ²	0.782		
Heat flux	kW/m ²	63.9		
Mean temperature difference	K	14.43		
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² .°C	4370/4430		
Pressure drop -total*	kPa	4.57	7.39	
- in ports	kPa	1.08	1.92	
Port diameter	mm	16.0	16.0	
Number of channels		17		18
Number of plates			36	
Oversurfacing	%		-0.003	
Fouling factor	m ² .°C/kW			1020
Reynolds number		1030		2020
Port velocity	m/s	1.51		2.00
*Excluding pressure drop in connections.				
B15x16	0.476	35.5	48.4	0
B8Tx36	0.782	4.40	7.05	0
B5ASN-Wx41/2P	0.468	19.7	17.4	0
B5Tx49/2P	0.564	9.29	16.3	0
B25Tx12	0.630	33.5	41.4	24
B10Tx21/2P	0.589	25.5	44.7	15

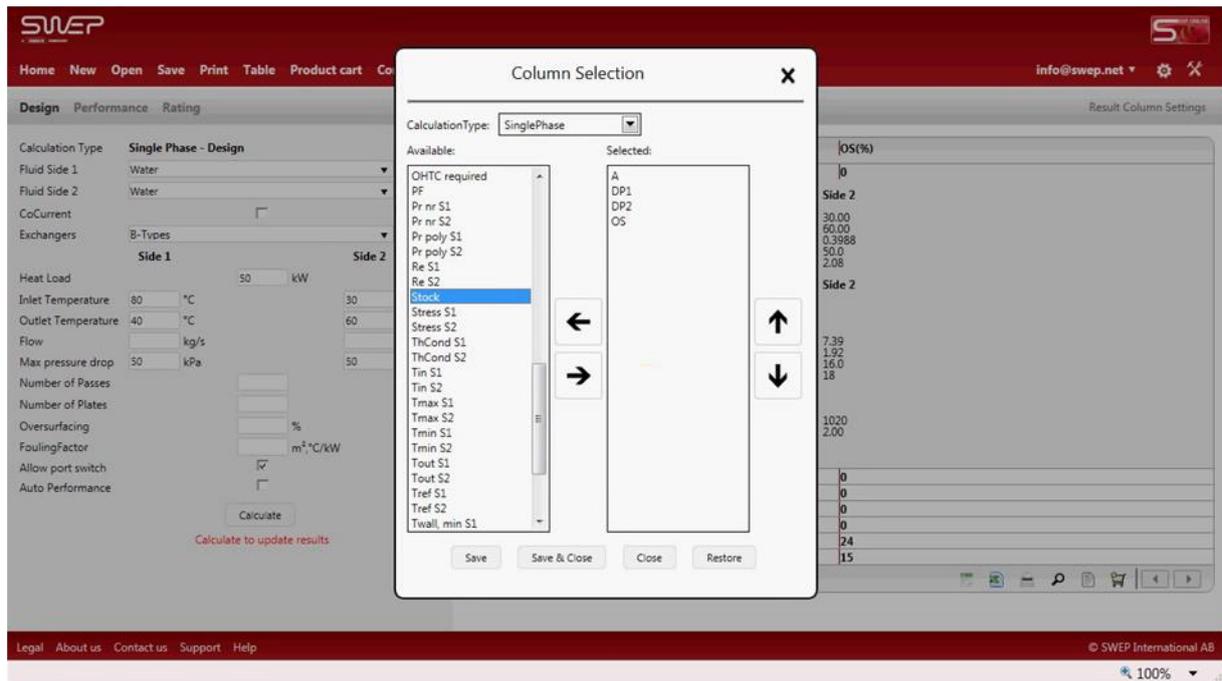
Etape 4 : Cliquer Warehouse All

Et sélectionner **Central European Warehouse (CEW)** et cliquer sur **result Column Settings**.

The screenshot shows the SWEP software interface with the 'Warehouse' dropdown menu open. The 'Central European Warehouse (CEW)' option is selected. The 'Result Column Settings' button is also visible.

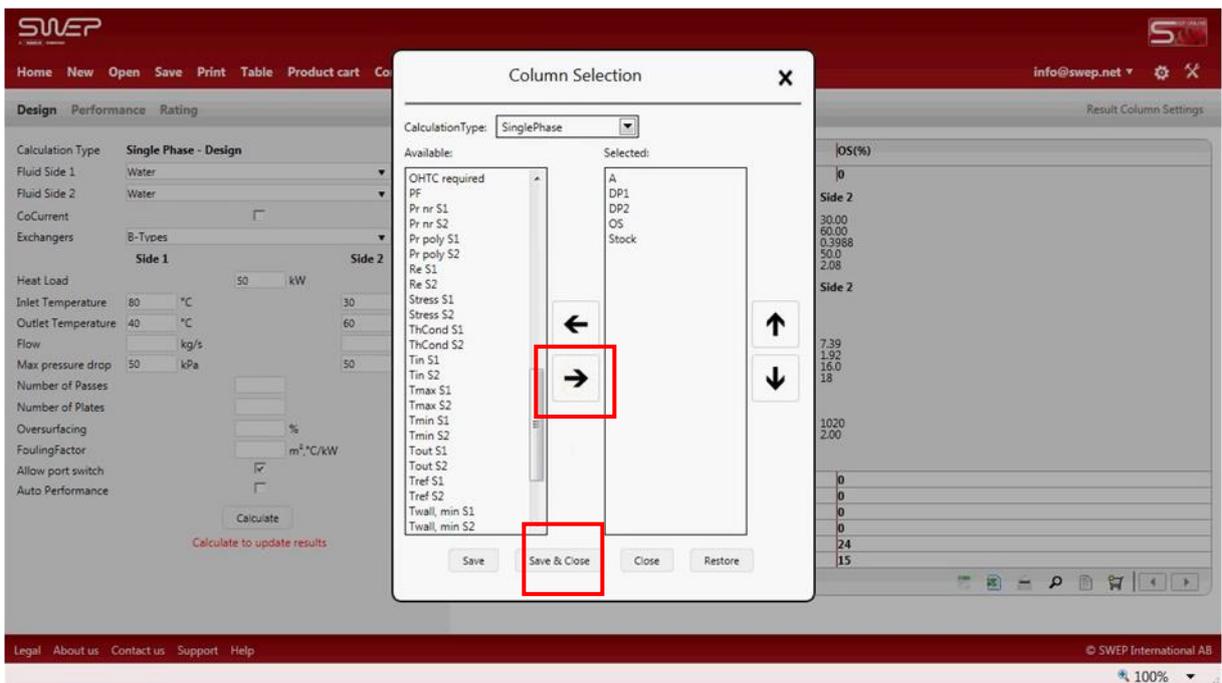
BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
BX8Tx36	0.782	4.57	7.39	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	kW	80.00	50.00	30.00
Inlet temperature	°C	40.00		60.00
Outlet temperature	°C			0.3988
Flow rate	kg/s	0.2987		50.0
Max. pressure drop	kPa	2.77		2.08
Thermal length				
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	m ²	0.782		
Heat flux	kW/m ²	63.9		
Mean temperature difference	K	14.43		
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² .°C	4370/4430		
Pressure drop -total*	kPa	4.57	7.39	
- in ports	kPa	1.08	1.92	
Port diameter	mm	16.0	16.0	
Number of channels		17		18
Number of plates			36	
Oversurfacing	%		-0.003	
Fouling factor	m ² .°C/kW			1020
Reynolds number		1030		2020
Port velocity	m/s	1.51		2.00
*Excluding pressure drop in connections.				
B15x16	0.476	35.5	48.4	0
B8Tx36	0.782	4.40	7.05	0
B5ASN-Wx41/2P	0.468	19.7	17.4	0
B5Tx49/2P	0.564	9.29	16.3	0
B25Tx12	0.630	33.5	41.4	24
B10Tx21/2P	0.589	25.5	44.7	15

Etape 5 : Sélectionner Stock



Etape 6 : Cliquer sur la flèche

Puis cliquer sur **Save and Close**



Etape 7 : Cliquer Calculate
 puis cliquer Product cart

The screenshot shows the SWEP software interface. The 'Product cart' button is highlighted with a red box. The interface includes a navigation menu at the top with 'Product cart' selected. The main area is divided into 'Design', 'Performance', and 'Rating' tabs. The 'Design' tab is active, showing input fields for fluid types, heat load, temperatures, and pressures. A 'Calculate' button is also highlighted with a red box. The right side of the interface displays a table of 'DUTY REQUIREMENTS' and 'PLATE HEAT EXCHANGER' specifications for various models, with a 'Product cart' button at the bottom right.

Model	Area (m²)	Side 1	Side 2
B15x16	0.476	35.5	48.4
B8Tx36	0.782	4.40	7.05
B5ASN-Wx41/2P	0.468	19.07	17.4
B5Tx49/2P	0.564	9.29	16.3
B25Tx12	0.630	33.5	41.4
B10Tx21/2P	0.589	25.5	44.7

On aura tous les paramètres de l'échangeur B×8T avec la température de sortie du fluide 2 60°C :

The screenshot shows the SWEP website's product page for the BX8T heat exchanger. The page features a navigation menu, a search bar, and a sidebar with 'Product finder' options. The main content area includes a title 'BX8T', a detailed description of the product, and a 'Product variations' section listing 'BX8T' and 'BX8T All 304'. Below the description, there is a 'Technical information - BX8T' section with buttons for 'Product sheet [metric]' and 'Product sheet [imperial]'. The page also includes social media icons and a footer with '© SWEP International AB'.

Etape 8 : Fermer la page puis sélectionner **eBusiness shop** (Commerce sur Internet)

The screenshot shows the SWEP software interface. The top navigation bar includes 'Home', 'New', 'Open', 'Save', 'Print', 'Table', 'Product cart', and 'Connection Impact'. The main area is divided into a left sidebar for design parameters and a right pane for a table of heat exchanger options.

Design Parameters (Left Sidebar):

- Calculation Type: Single Phase - Design
- Fluid Side 1: Water
- Fluid Side 2: Water
- CoCurrent:
- Exchangers: B-Types
- Heat Load: 50 kW
- Inlet Temperature: 80 °C (Side 1), 30 °C (Side 2)
- Outlet Temperature: 40 °C (Side 1), 60 °C (Side 2)
- Flow: (blank) kg/s (Side 1), (blank) kg/s (Side 2)
- Max pressure drop: 50 kPa (Side 1), 50 kPa (Side 2)
- Number of Passes: (blank)
- Number of Plates: (blank)
- Over Surfacing: (blank) %
- FoulingFactor: (blank) m²·°C/kW
- Allow port switch:
- Auto Performance:

Table of Heat Exchanger Options (Right Pane):

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
B15x16	0.476	35.5	48.4	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	Unit	Side 1	50.00	Side 2
Inlet temperature	°C	80.00		30.00
Outlet temperature	°C	40.00		60.00
Flow rate	kg/s	0.2987		0.3988
Max. pressure drop	kPa	50.0		50.0
Thermal length		2.77		2.08
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	m ²	Side 1	0.476	Side 2
Heat flux	kW/m ²		105	
Mean temperature difference	K		14.43	
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C		7340/7280	
Pressure drop - total*	kPa	35.5		48.4
- in ports	kPa	1.06		1.88
Port diameter	mm	16.0		16.0
Number of channels		7		8
Number of plates			16	
Over Surfacing	%		0	
Fouling factor	m ² ·°C/kW		0.001	
Reynolds number		2610		2390
Port velocity	m/s	1.51		2.00
*Excluding pressure drop in connections.				
B10Tx36	1.05	1.55	2.46	2
B12MTx90	2.55	0.139	0.238	3
B16x26	0.960	2.89	4.36	5
B80x12	0.600	20.2	24.8	10
B25Tx12	0.630	33.5	41.4	24
B28x16	0.840	10.8	14.8	30

A red box highlights the 'eBusiness shop' button at the bottom right of the interface.

On aura :

Retour

The screenshot shows the SWEP eBusiness shop website. The top navigation bar includes 'Residential Heating', 'District Energy', 'Refrigeration', and 'Industrial'. A search bar contains the text 'BX8T'. The search results are displayed in a table.

Search Results for "BX8T":

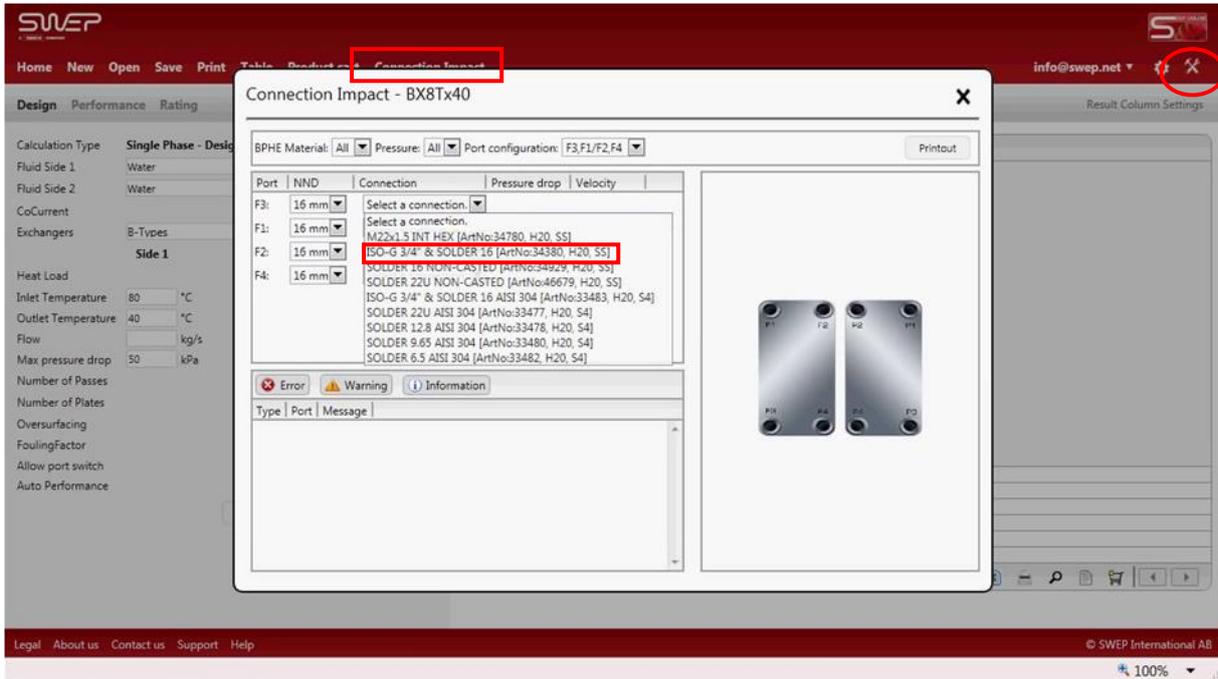
Product Description	Item Number
BX8THx10/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-010
BX8THx20/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-020
BX8THx40/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-040
BX8THx30/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-030
BX8THx14/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-014
BX8THx24/1P-SC-S 4x3/4"8/16(20)	14314-024

A message at the bottom of the results table says: "Please log in to display prices and enable purchases."

Etape 9 : Cliquer Connection Impact

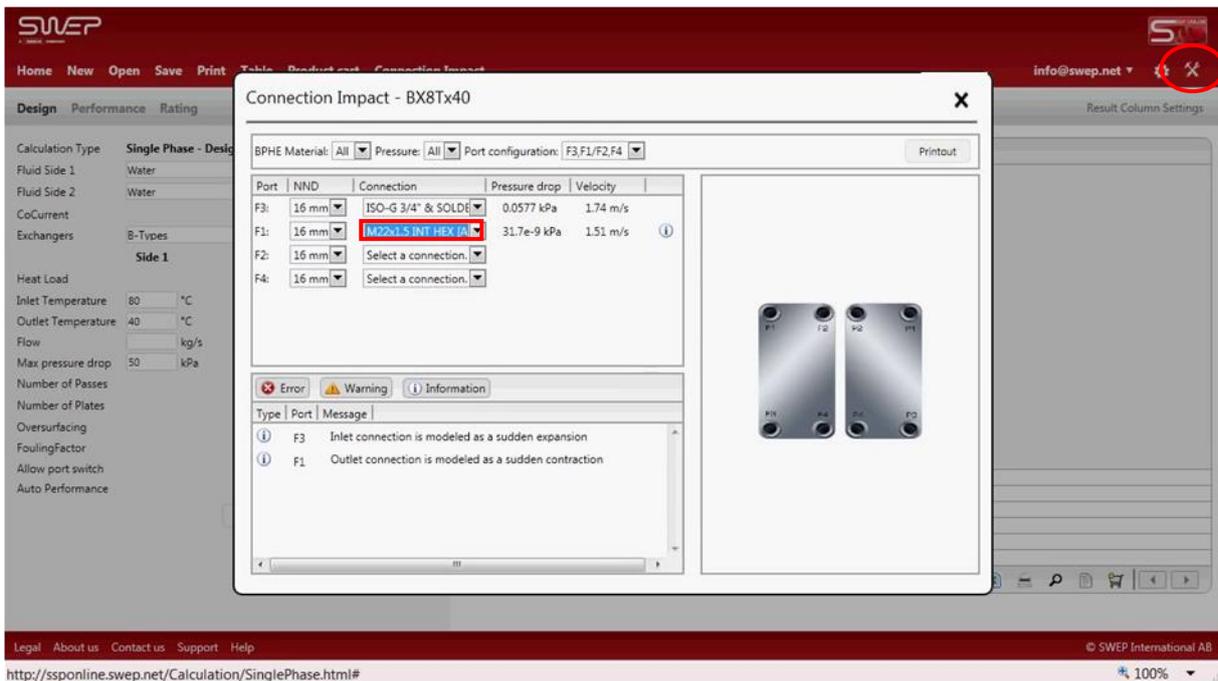
Choisir par exemple: ISO 3/4 ' & SOLDER16

Fermer la page



Etape 10 : Choisir par exemple le modèle: M22M1.5 INT

Puis fermer la page



Etape 11 : Cliquer Product cart

Design Performance Rating

Material: All Pressure: All Warehouse: NAW Result Column Settings

Calculation Type: **Single Phase - Design**

Fluid Side 1: Water Fluid Side 2: Water

CoCurrent:

Exchangers: B-Types

Heat Load: 50 kW

Inlet Temperature: Side 1: 80 °C Side 2: 30 °C

Outlet Temperature: Side 1: 40 °C Side 2: 60 °C

Flow: kg/s

Max pressure drop: Side 1: 50 kPa Side 2: 50 kPa

Number of Passes:

Number of Plates:

Oversurfacing: %

Fouling factor: m²·°C/kW

Allow port switch:

Auto Performance:

Calculate

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
B15x16	0.476	35.5	48.4	0

DUTY REQUIREMENTS

Unit	Side 1	Side 2
Heat load	50.00	30.00
Inlet temperature	80.00 °C	30.00 °C
Outlet temperature	40.00 °C	60.00 °C
Flow rate	0.2987 kg/s	0.3988 kg/s
Max. pressure drop	50.0 kPa	50.0 kPa
Thermal length	2.77	2.08

PLATE HEAT EXCHANGER

Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	0.476 m ²	0.476 m ²
Heat flux	105 kW/m ²	105 kW/m ²
Mean temperature difference	14.43 K	14.43 K
C.H.T.C. (available/required)	7340/7280 W/m ² ·°C	7340/7280 W/m ² ·°C
Pressure drop -total*	35.5 kPa	48.4 kPa
- in ports	1.06 kPa	1.88 kPa
Port diameter	16.0 mm	16.0 mm
Number of channels	7	8
Number of plates	16	16
Oversurfacing	0 %	0 %
Fouling factor	0.001 m ² ·°C/kW	0.001 m ² ·°C/kW
Reynolds number	2610	2390
Port velocity	1.51 m/s	2.00 m/s

*Excluding pressure drop in connections.

B25x12	0.630	33.5	41.4	24
B10Tx36	1.05	1.55	2.46	2
B28x16	0.840	10.8	14.8	30
B80x12	0.600	20.2	24.8	10
B16x26	0.960	2.89	4.36	5
B12MTx90	2.55	0.139	0.238	3

Legal About us Contact us Support Help © SWEP International AB 100%

On aura :

Product cart

Class: B Type: B Size: 15 Sub Type: H Execution: 1P Material: All Pressure: All Warehouse: NAW Plates: 16

Articles	BPHE Art.No	Denomination	Plates	WHS	Stock	Pressure	Material
<input checked="" type="radio"/>	10039-	2*22U+2*3/4"NPT	16	NAW	<input type="checkbox"/>	S	SC
<input type="radio"/>	10042-	4*1/2"	16	NAW	<input type="checkbox"/>	S	SC
<input type="radio"/>	10205-	4*3/4"NPT	16	NAW	<input type="checkbox"/>	S	SC
<input type="radio"/>	10651-	16+22U+2*3/4"NPT	16	NAW	<input type="checkbox"/>	S	SC

No. of articles: 4

Port: F1, F2, F3, F4, F5, F6, P1, P2, P3, P4, P5, P6

Art.No.	F1	F2	F3	F4	F5	F6	P1	P2	P3	P4	P5	P6
45072	45063	45072	45063									
Denomination	22U	3/4"NPT	22U	3/4"NPT								
Height(mm)	20	20	20	20								
Material	316	316	316	316								

Diagram: B15x16 Front Side (S1: 40.00°C F1-45072, S2: 30.00°C F2-45063) and Back Side (S2: P2, S1: P1, S1: 80.00°C F3-45072, S2: 60.00°C F4-45063, S2: P4, S1: P3)

Article Number: 10039- Denomination: B15H/1P-SC-S (2*22U+2*3/4"NPT) No. of Plates: 16

Legal About us Contact us Support Help © SWEP International AB 100%

Etape 12 : Cliquer Add to basket

Product cart

Class Type Size Sub Type Execution Material Pressure Warehouse Plates

B B 15 H 1P All All NAW 16

Articles Accessories

BPHE Art.No	Denomination	Plates	WHS	Stock	Pressure	Material
10039-	2*22U+2*3/4"NPT	16	NAW		S	SC
10042-	4*1/2"	16	NAW		S	SC
10205-	4*3/4"NPT	16	NAW		S	SC
10651-	16+22U+2*3/4"NPT	16	NAW		S	SC

Port F1 F2 F3 F4 F5 F6 P1 P2 P3 P4 P5 P6

Art.No.	F1	F2	F3	F4	F5	F6	P1	P2	P3	P4	P5	P6
45072	45063	45072	45063									
Denomination	22U	3/4"NPT	22U	3/4"NPT								
Height(mm)	20	20	20	20								
Material	316	316	316	316								

No. of articles:4

Order Drawing Remove Remove All Quote Edit Product

Article Number	Denomination	No. of Plates
10039-	B15H/1P-SC-S (2*22U+2*3/4"NPT)	16
10039-	B15H/1P-SC-S (2*22U+2*3/4"NPT)	16

B15x16

OUT S1 : 40.00°C F1:45072 IN S2 : 30.00°C F2:45063

S2 P2 S1 P1

Front Side

Back Side

IN S1 : 80.00°C F3:45072 OUT S2 : 60.00°C F4:45063

S2 P4 S1 P3

Add to basket

100%

Annexes

Annexe 1 : Propriétés de l'eau et de l'air

1. Propriétés de l'eau

μ , viscosité dynamique; Pa.s, T (°C), Température varie de 0 à 30°C ;

$$\mu = 5,351 \cdot 10^{-7} \exp(2211,54/(T+273.15))$$

λ , conductivité thermique; W/m.K, T (°C), Température varie de 0 à 30°C ;

$$\lambda = 0,5580 + 2,06 \cdot 10^{-3} T$$

C_p , chaleur massique à pression constante; kJ/kg.K, T (°C), Température varie de 0 à 40°C ;

$$C_p = 4,2058 + 0,9 \cdot 10^{-3} T$$

ρ , masse volumique; kg/m³, Avec T (°C), Température varie de 0 à 40°C .

$$\rho = 1000,4 - 0,1398T$$

2. Propriétés de l'air

ν , viscosité cinématique; m²/s, T (K)

$$\nu = -1,363528 \cdot 10^{-14} * T^3 + 1,00881778 \cdot 10^{-10} * T^2 + 3,452139 \cdot 10^{-8} * T - 3,400747 \cdot 10^{-6}$$

λ , conductivité thermique; W/m.K, T (K)

$$\lambda = 1,5207 \cdot 10^{-11} * T^3 - 4,857 \cdot 10^{-8} * T^2 + 1,0184 \cdot 10^{-4} * T - 3,9333 \cdot 10^{-4}$$

C_p , chaleur massique à pression constante; J/kg.K, T (K)

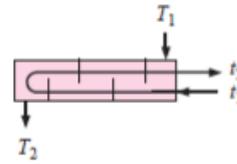
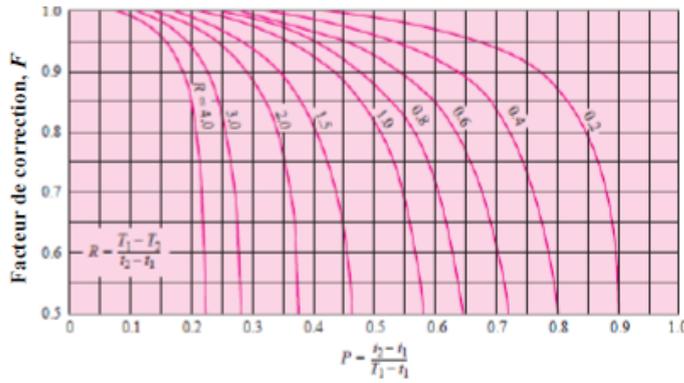
$$C_p = 1,9327 \cdot 10^{-10} * T^4 - 7,9999 \cdot 10^{-7} * T^3 + 1,1407 \cdot 10^{-3} * T^2 - 4,4890 \cdot 10^{-1} * T + 1,0575 \cdot 10^3$$

ρ , masse volumique; kg/m³, Avec T (°C)

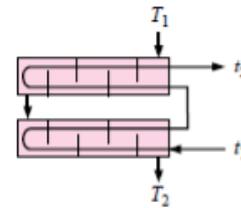
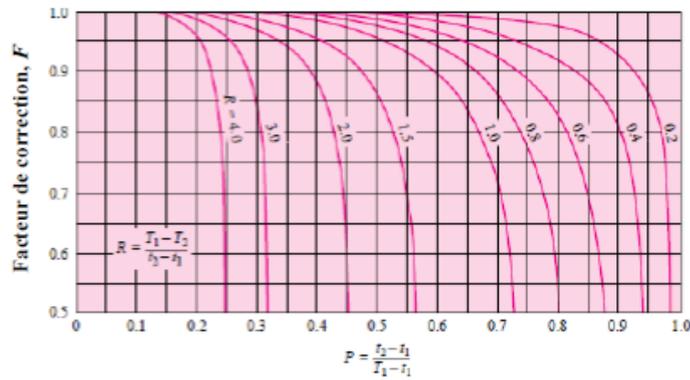
On prend généralement 1,293 kg/m³ à 0 °C et 1,204 kg/m³ à 20 °C.

$$\rho = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + T}$$

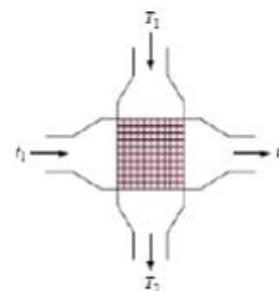
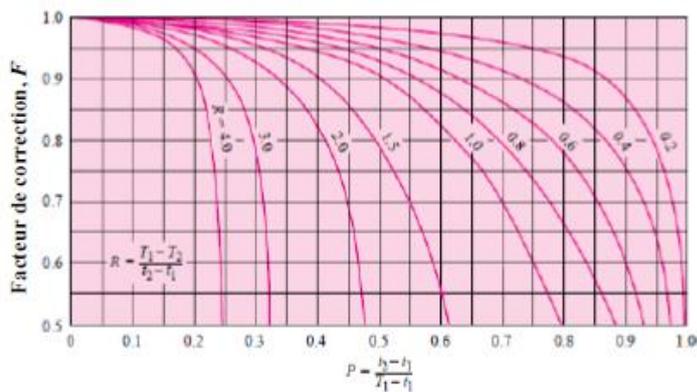
Annexe 2 : Facteurs de correction



Facteur de correction pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes côté tubes.

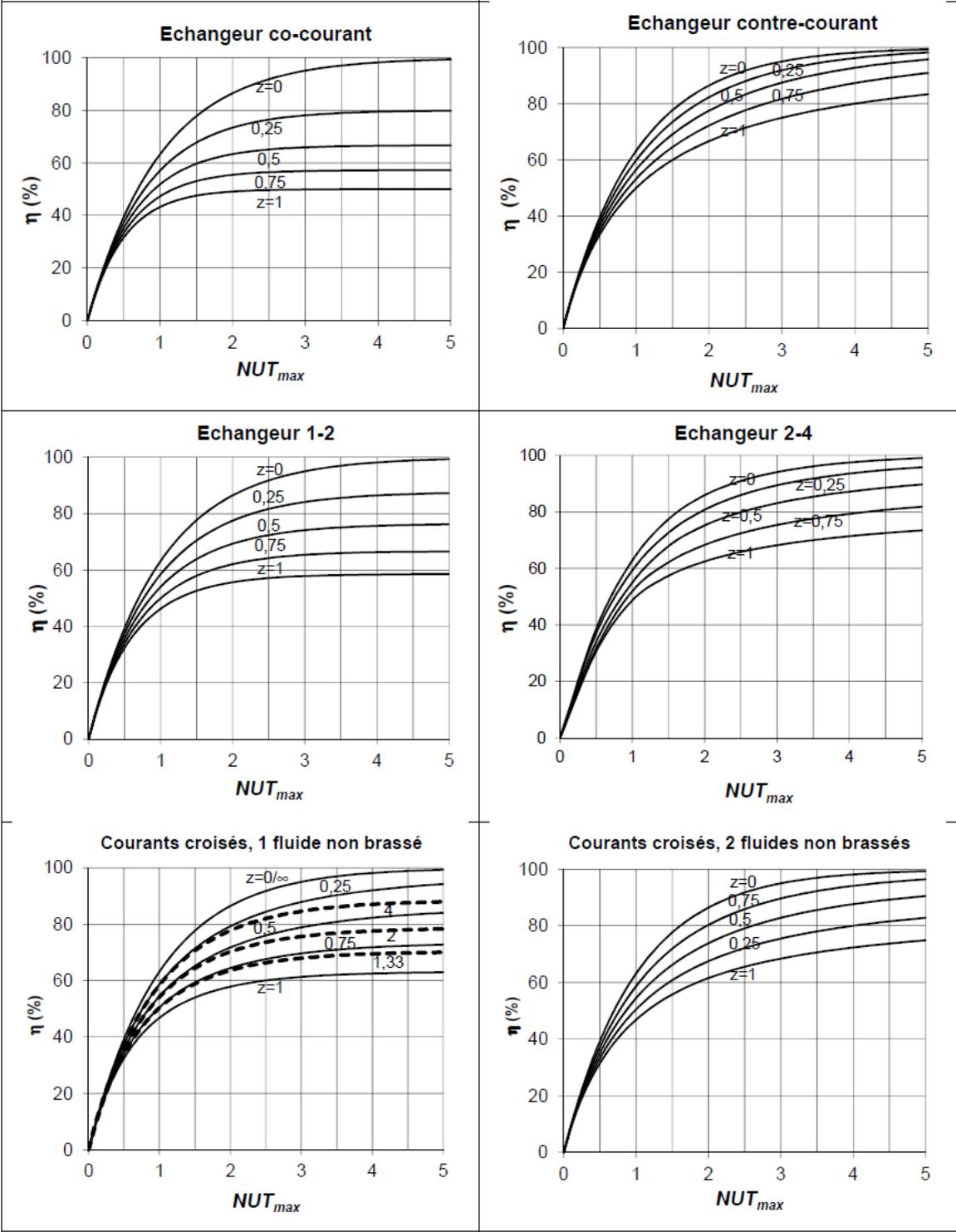


Facteur de correction pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 2n passes côté tubes.



Facteur de correction pour un échangeur à courants croisés, fluides non brasés.

Annexe 3 : Abaques $NUT = f(\epsilon)$ pour les échangeurs thermiques.



Références

- W.M. Kays et H.C. Perkinsin ; W.M. Mohsenow et J.P. Hartnett, Handbook of transfer chap 7, Mc. Graw –Hill, New York, 1972.
- J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Techniques et documentation. Paris, 1978.
- H.W.Mac Adams, la transmission de chaleur, Dunod, Paris 6, 1964.
- R.K .Shah et D.P. Sekulik, Fundamentals of Heat Exchanger Design, Wiley, New York, 2003.
- R A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubrier, J. Hurtz, C. Marvillet, P.Mercier et R. Vidil, Échangeur de Chaleur, Editions Techniques de l'Ingénieur, 1988.
- J. Padet, Technologie des Échangeur thermiques, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique,1990.
- J.P. Holman, Heat Transfer, 10th edition, Mc Graw-Hill, series in machanical engineering, New York, 2010.
- B.V. Liengme, A Guide to Microsoft Excel for Scientists and Engineers, New York, John Wiley, 1997.
- Les techniques du froid dans les pays chauds en développement, IIR publication, 1976, p.170
- H. Adala, 2016, simulation des condenseurs à eua et à air, mémoire de master 2 en génie climatique, encadré par S.Mellari.
- M. Aichaoui et B. Berna, 2016, etude et simulation des évaporateurs à air à convection forcée, mémoire de master 2 en énergie renouvelables, encadré par S.Mellari.
- T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P.Dewitt, A.S. Lavine, 2011, Fundamentals of heat and mass transfer.
- Th.E.SCHMIDT, La production calorifique des surfaces munies d'ailettes (annexe du bulletin de l'institut international du froid. Annexe G-5 1945-1946).
- Dalichaouache, 1990, Cours « Transfert de chaleur », année universitaire 1989-1990.