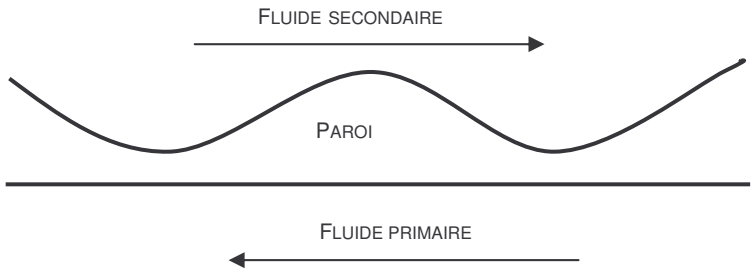
ECHANGEURS A FLUIDES SEPARES

L'industrie du Chauffage et du Froid nécessite, pour la majorité de leurs applications, des échangeurs thermiques présentant la plus grand surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

Pour ces types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts.



Le **FLUIDE SECONDAIRE** sera le **FLUIDE TRAITE** : fluide chauffé ou fluide refroidi

Le **FLUIDE PRIMAIRE** sera le **FLUIDE SERVANT AU TRAITEMENT**

- Eau chaude ou Eau glacée
- Vapeur BP , MP ou HP
- Fluide frigorigène

Les échangeurs à fluides séparés permettent le **TRANSFERT DE CHALEUR d'un fluide à un autre SANS MELANGE.**

Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont :

- la **convection forcée** entre fluide primaire et paroi

- la **conduction** à travers la paroi

- la **convection libre ou forcée** entre paroi et fluide secondaire

D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase :

- Condensation
- Vaporisation
- Ebullition

I/ TECHNOLOGIE GENERALE

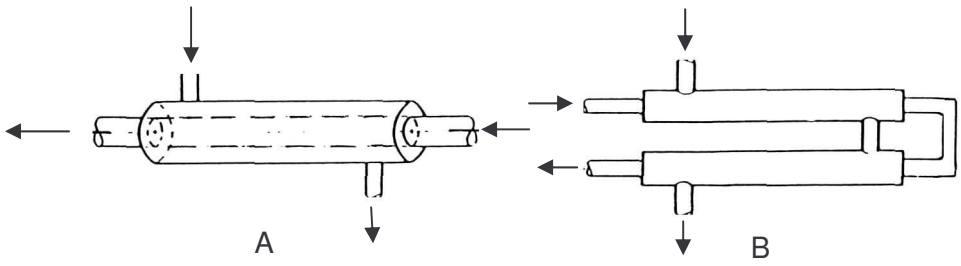
1) CLASSIFICATION SELON LE TYPE D'ECHANGEURS

1.1) ECHANGEUR COAXIAL OU ECHANGEUR DOUBLE-TUBES

Il est constitué de **deux tubes coaxiaux** : l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire

- **L'écoulement des fluides peut se faire dans le même sens ou en contre-sens**
- **Faible surface d'échange ⇒ encombrement important si grande surface d'échange**

☞ **fig 1**



1.2) ECHANGEUR A FAISCEAU ET CALANDRE

Il est constitué d'un **faisceau de tubes disposé dans une enveloppe mince** généralement cylindrique appelée **CALANDRE** : l'un des fluides circule dans les tubes tandis que l'autre circule autour des tubes, à l'intérieur de la calandre.

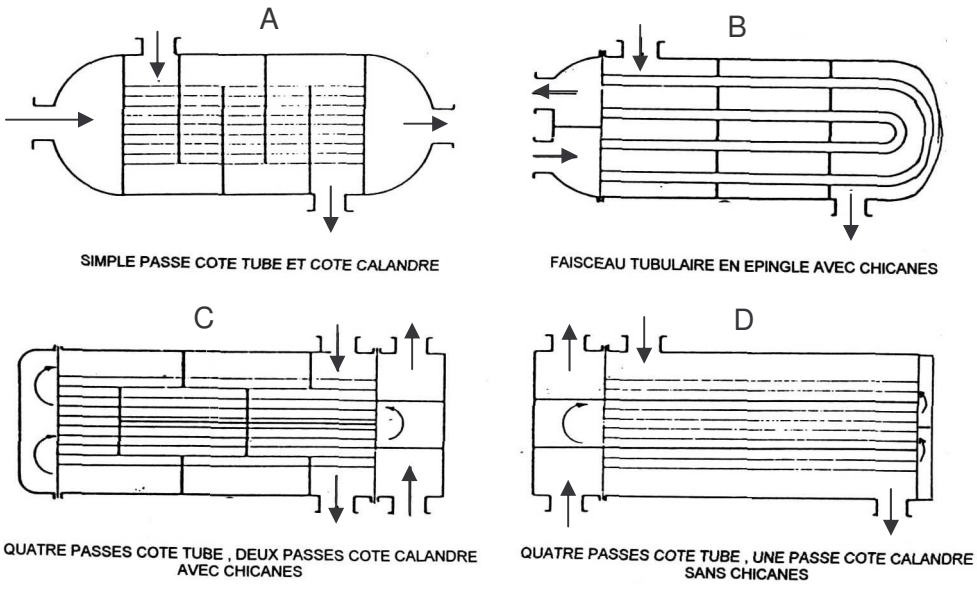
Plusieurs variantes sont possibles car on cherche à multiplier le nombre de passages du fluide dans l'appareil (augmentation du temps de parcours du fluide dans l'appareil) par l'intermédiaire de chicanes (surtout perpendiculaires à l'axe de la calandre).

Remarques :

⇒ disposition utilisée pour les échangeurs Liquide / Liquide

⇒ compacité maximale : 500[m^2/m^3] : surface d'échange par m^3 d'échangeur

☞ **fig 2**



1.3) ECHANGEUR A PLAQUES

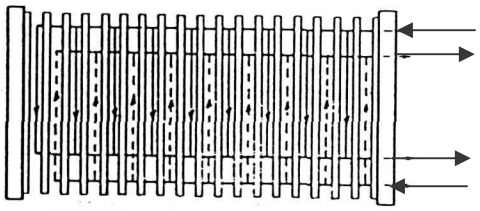
Les fluides s'écoulent de part et d'autre d'un système de plaques : c'est la disposition utilisée pour les échangeurs Gaz/Liquide , Gaz/Gaz , Liquide/Liquide

⇒ Echangeurs Gaz/Gaz et Gaz/Liquide , la faible densité des gaz impose , si on ne veut pas de pertes de charge importantes, de réduire la vitesse de passage donc d'augmenter la surface d'échange (réduire la vitesse de passage, c'est réduire le coefficient de convection Fluide / Paroi)
⇒on s'oriente donc vers des échangeurs très compacts (jusqu'à 1000[m^2/m^3])

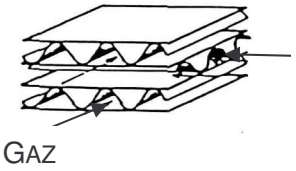
⇒ Echangeurs Gaz/Gaz , les surfaces d'échange sont souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes brasées sur les plaques : les deux fluides circulant alternativement entre les plaques

⇒ Echangeurs Gaz / Liquide , la surface d'échange doit présenter une étendue différente selon le fluide
⇒ on augmente donc la surface d'échange au moyen d'ailettes réalisées en métal bon conducteur de chaleur (il existe un très grand nombre de variété d'ailettes)

☞ **fig 3**

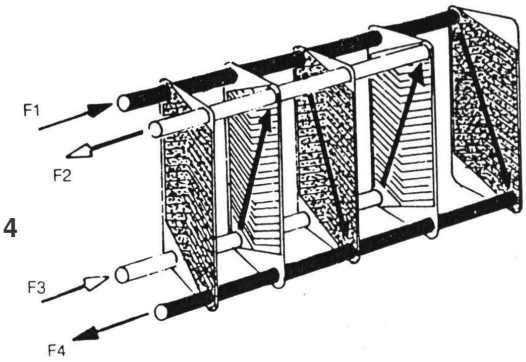


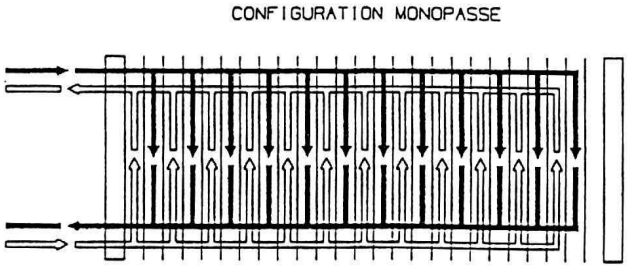
ECHANGEUR A PLAQUES PLANES SIMPLE PASSAGE
A CONTRE-COURANT



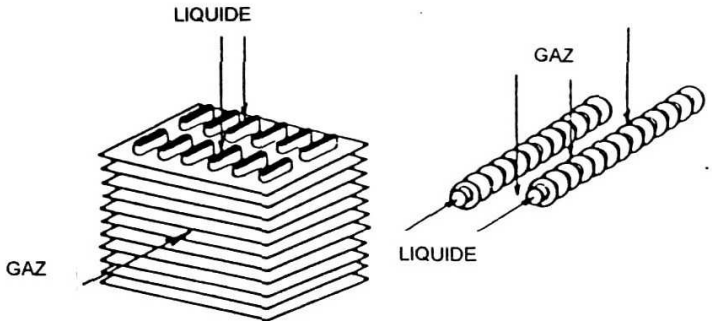
SURFACE D'ECHANGE A PLAQUES PLANES
AVEC AILETTES DE SEPARATION BRASEES

☞ **fig 4**





☞ **fig 5**



2) CLASSIFICATION SELON LE SENS D'ECOULEMENT

Une classification peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides
On distingue donc :

① les échangeurs à courants parallèles ou échangeur anti-méthodique
⇒ **ECOULEMENT DES 2 FLUIDES PARALLELE ET DANS LE MEME SENS**

② les échangeurs à contre-courant ou échangeur méthodique
⇒ **ECOULEMENT DES 2 FLUIDES PARALLELE ET EN SENS CONTRAIRE**

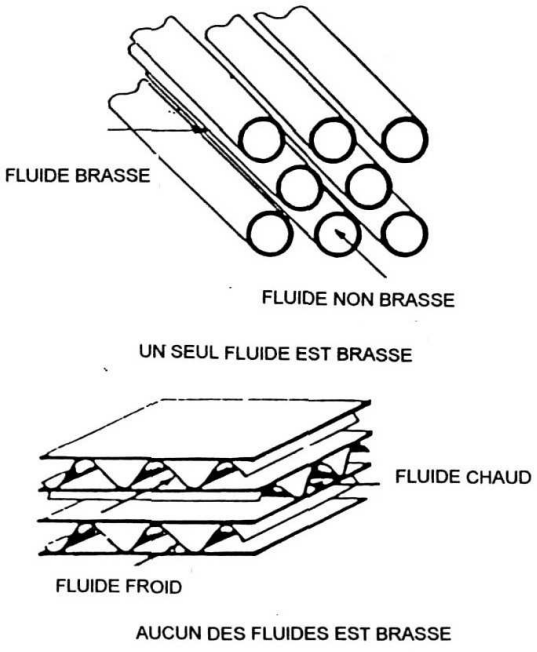
③ les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage
⇒ **ECOULEMENT DES 2 FLUIDES PENRPENDICUAIREMENT L'UN PAR RAPPORT A L'AUTRE**

Le **FLUIDE NON BRASSE** est celui dont la **veine est divisée en plusieurs canaux parallèles distincts de faible section** ⟶ le brassage est destiné à homogénéiser les températures dans la section droite de la veine fluide (le non-brassage entraîne une variation de température voire une stratification dans la section droite de la veine)

Les deux premiers types d'échangeurs ne sont parfaitement réalisés que dans le cas d'échangeurs très simples tels que les échangeurs coaxiaux.

Dans le troisième type d'échangeur, on cherche à favoriser l'apparition du régime turbulent pour le fluide brassé afin d'augmenter le coefficient d'échange convectif donc de diminuer la surface d'échange.

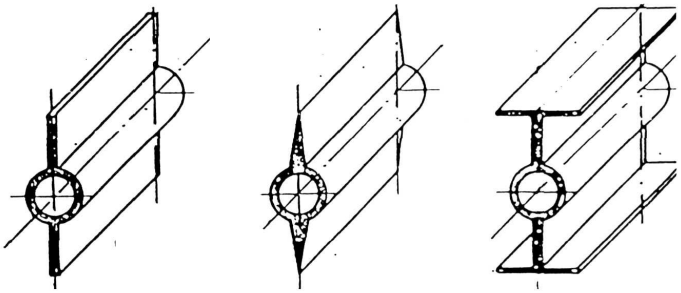
☞ **fig 6**



DIFFERENTS TYPES D'AILETTES EXTERNES

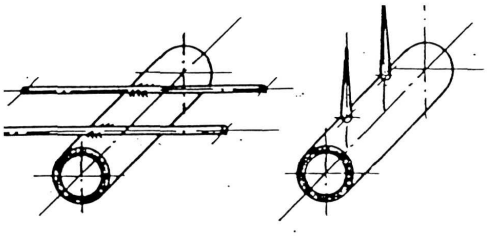
I) — Les ailettes longitudinales minces

1) à section constante
2) à section variable
3) à bouts « ramifiés »



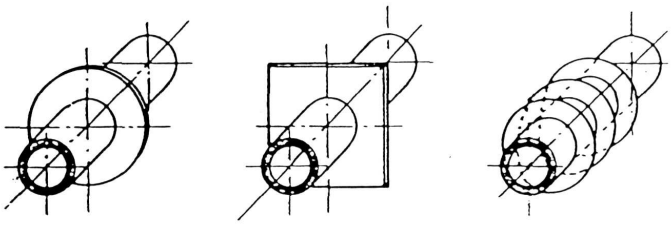
II) — Les ailettes linéaires (sous forme de barres de diverses formes de sections) :

1) à section constante (carrée, circulaire, hexagonale)
2) à section variable (aiguille conique)



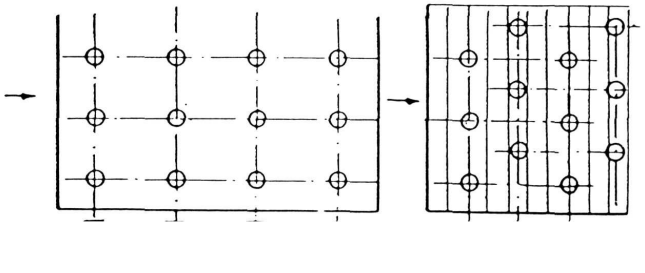
II) — Les ailettes transversales :

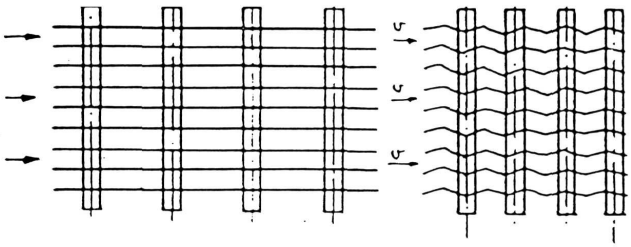
1) à section constante (ailettes carrées, circulaires)
2) à section variable
3) ailettes hélicoïdales



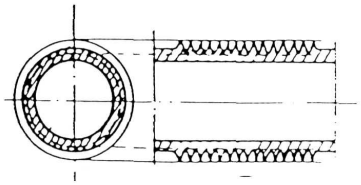
V) — Les ailettes continues :

1) lisses
2) ondulées
3) ajourées, découpées

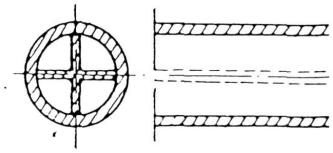




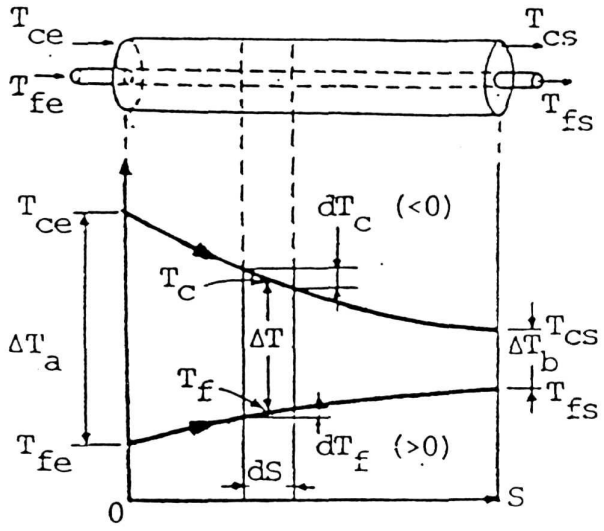
V) — Les ailettes intégrales



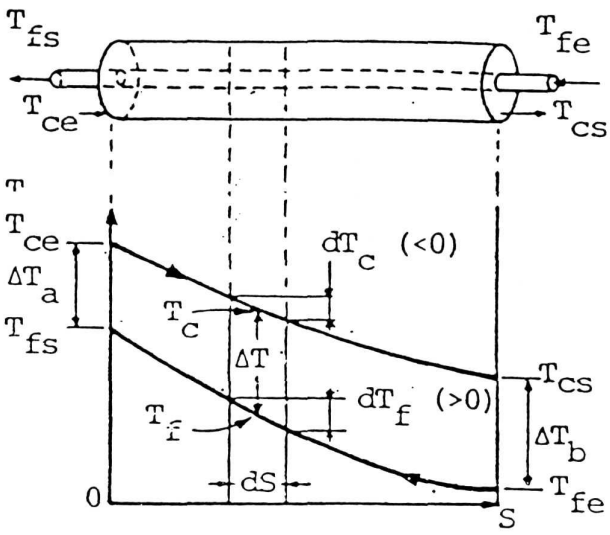
VI) — Les ailettes internes.



1.3 - EVOLUTION DES TEMPERATURES



Courants parallèles



Contre-courant pur

Il existe de nombreuses méthodes de calcul des échangeurs. Nous n'étudierons que deux de ces méthodes :

1] METHODE DTLM OU ΔTLM : méthode des Différences de Températures Logarithmiques Moyennes.

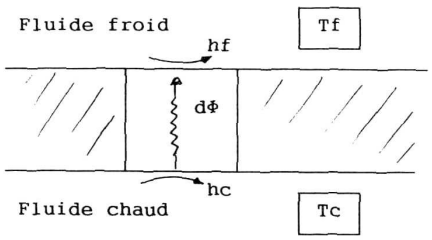
2] METHODE NUT : méthode au Nombre d'Unités de Transfert

1.4 – Rappels :

a) Flux de chaleur au travers d'une paroi :

Cet échange local s'effectue à travers un élément de surface dS de la surface d'échange (ou paroi de séparation).

$$d\Phi = k.dS.\,(Tc - Tf)$$



K : Coefficent d'échange global entre les deux fluides en [W/m².K]

« K » dépend de la température (les coefficients de convection et de rayonnement sont fonction de la température) et est influencé par l'encrassement (résistance thermique supplémentaire) .

b) Flux de chaleur cédé ou reçu :

$$d\Phi = q_m \times c_p \times dT$$

q_m : Débit massique de fluide (chaud ou froid)
c_p : Chaleur massique du fluide (chaud ou froid) à pression constante

II/ ETUDE DE LA METHODE D.T.L.M.

Elle est basée sur la Moyenne Logarithmique des Différences de Températures.

❶ Hypothèses

1) On supposera que l'échangeur est sans pertes thermique, c'est-à-dire que pendant l'échange, toute la chaleur cédée par le fluide chaud est transmise intégralement au fluide froid .

2) La capacité thermique massique des fluides Cp_c et Cp_f reste constante pendant la traversée de l'échangeur Ceci n'est qu'une simplification puisque Cp est fonction de la température

⇒ **En pratique, on évalue Cp_C et Cp_F pour des conditions moyennes d'utilisation des fluides soit :**

$(T_E + T_S)$ /2 ce qui est proche de la réalité

3) Le coefficient d'échange global « K » reste constant tout le long de la surface d'échange ce qui revient à dire que l'on considère les coefficients d'échange superficiel « hi et he » constant

On démontrera, en TD, que l'équation de la puissance échangée par un échangeur, suivant la méthode DTLM peut s 'écrire sous la forme suivante :

EXPRESSION GÉNÉRALE

$$\Phi = k \times F \times S \times \Delta TLM = k \times F \times S \times DTLM$$

avec $\Delta TLM = DTLM = [(\Delta T_A - \Delta T_B) / Ln (\Delta T_A / \Delta T_B)]$

Avec : K : Coefficient global d'échange [W/m².K]
S : Surface d'échange : [m²]
DTLM : Différence de température logarithmique moyenne [°C]
F : Facteur de correction permettant de tenir compte de la configuration réelle de l'échangeur.

F = 1 dans le cas d'échangeur à **contre courant** ou **courant parallèle**

Exemple : Soit un échangeur dont les fluides ont les caractéristiques suivantes :
T_{CE} = 180 [°C] T_{FE} = 40 [°C]
T_{CS} = 100 [°C] T_{FS} = 80 [°C]

Travail demandé :

1) Déterminez la valeur du DTLM dans les deux cas de configuration de base d'écoulement des fluides (contre courant et courant parallèle).
2) En supposant que l'échangeur est parfait, sans perte, montrez que la configuration « Contre Courant » et plus intéressante que la « Courant Parallèle ».
3) Conclusion

❷ Remarque :

Il existe des abaques donnant directement la valeur du DTLM en fonction de ΔT_A et ΔT_B .

FIG.7 - DETERMINATION GRAPHIQUE DU DTLM D'UN ECHANGEUR ELEMENTAIRE

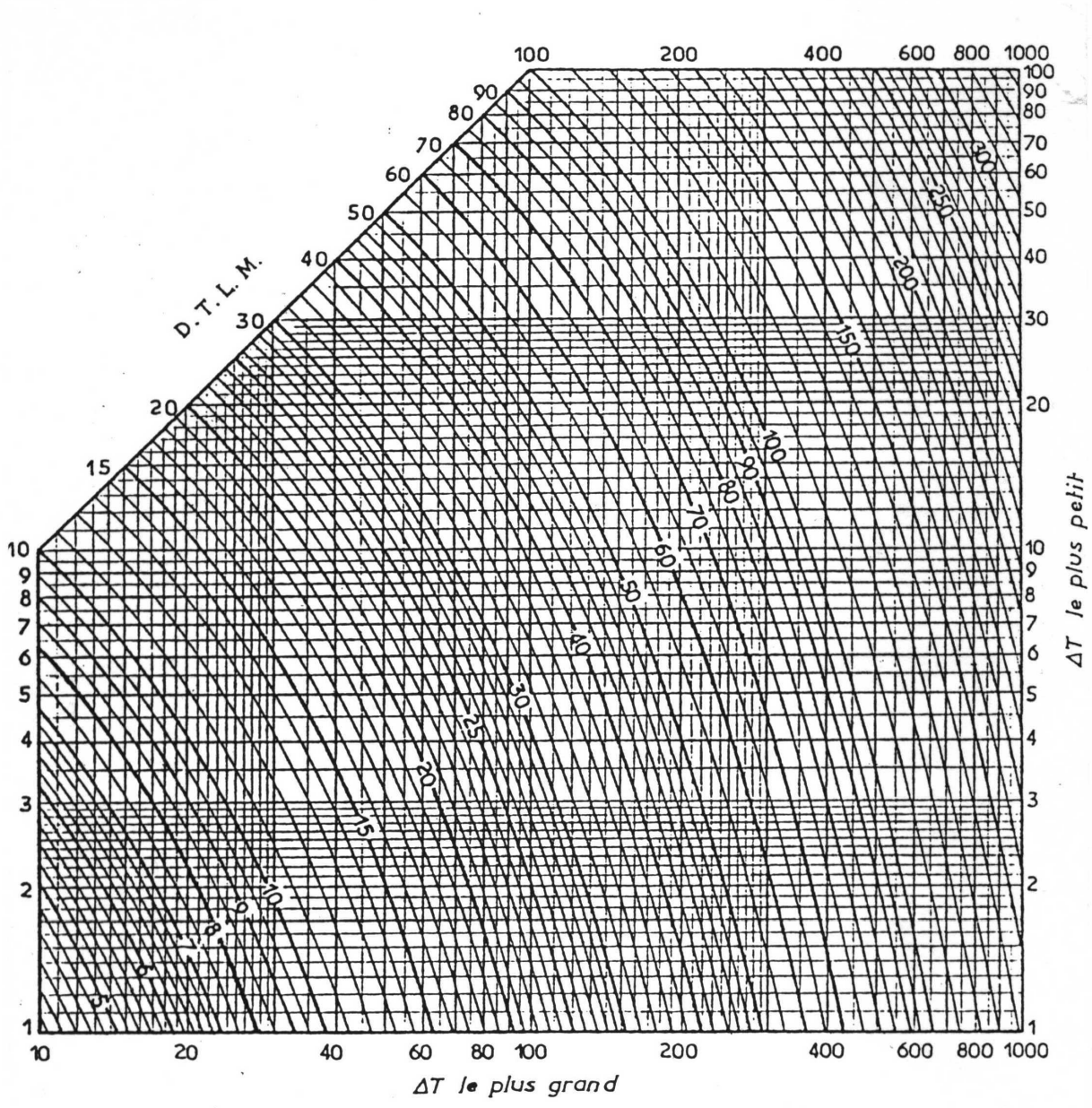


Fig 8 : NOMOGRAMME DE MEHNER

Détermination de $\Delta\theta_M$ en fonction de Δ_1 et Δ_2

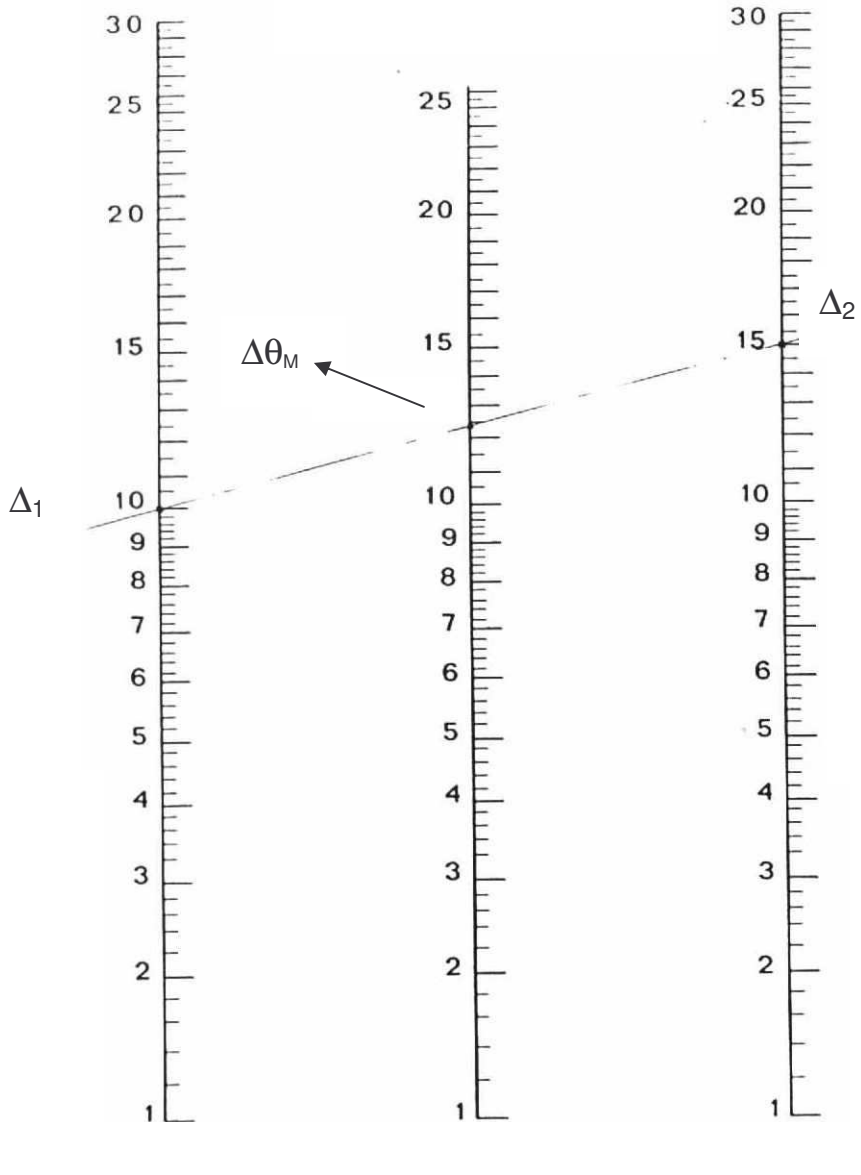


TABLE DE HAUSBRAND

$\Delta\theta_{MIN}/\Delta\theta_{MAX}$	$\Delta\theta_M$ pour $\Delta\theta_{MAX} = 1$	$\Delta\theta_{MIN}/\Delta\theta_{MAX}$	$\Delta\theta_M$ pour $\Delta\theta_{MAX} = 1$	$\Delta\theta_{MIN}/\Delta\theta_{MAX}$	$\Delta\theta_M$ pour $\Delta\theta_{MAX} = 1$
0,0025	0,167	0,13	0,427	0,35	0,620
0,0050	0,188	0,14	0,438	0,40	0,655
0,01	0,215	0,15	0,448	0,45	0,690
0,02	0,251	0,16	0,458	0,50	0,722
0,03	0,276	0,17	0,468	0,55	0,753
0,04	0,298	0,18	0,478	0,60	0,783
0,05	0,317	0,19	0,488	0,65	0,812
0,06	0,336	0,20	0,497	0,70	0,841
0,07	0,350	0,21	0,506	0,75	0,869
0,08	0,364	0,22	0,515	0,80	0,879
0,09	0,378	0,23	0,524	0,85	0,924
0,10	0,391	0,24	0,533	0,90	0,950
0,11	0,403	0,25	0,542	0,95	0,975
0,12	0,415	0,30	0,581	1,00	1,00

❸ Autres configurations :

Outre les deux configurations de base, « courant parallèle » et « contre courant »,il existe des échangeurs dont la configuration de l'écoulement des fluides est plus complexe.

Exemple : Echangeurs de type multitubulaires
Echangeurs à courant croisés

Notamment dans ces deux derniers cas, il est nécessaire de corriger la puissance échangée.

Méthodologie :

1) On détermine le « **DTLM** » comme s'il s'agissait d'un « contre courant pur »
2) On corrige le résultat de la puissance échangée par l'intermédiaire du coefficient « **F** » repéré à l'aide d'abaques en fonction de deux paramètres d'entrées :

Abscisse : $\mathbf{P = (t_s - t_E) / (T_E - t_E)}$ ou $\mathbf{E = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)}$

Courbes : $\mathbf{R = (T_E - T_s) / (t_s - t_E)}$ ou $\mathbf{R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)}$

Avec : « **t** » : *Fluide côté Tube*
« **T** » : *Fluide côté Enveloppe*

III/ ETUDE DE LA METHODE NUT :

La méthode **DTLM** nécessite que les températures des fluides aux extrémités de l'échangeur soient connues. Dans la pratique les températures d'entrée des fluides sont définies et le coefficient moyen d'échange « K » estimé ; il est donc impossible de connaître le **ΔTb**.
Pour dimensionner un échangeur à fluides séparés dans ce cas, on utilisera la méthode **NUT** qui n'intègre que les températures d'entrée des fluides.

31 Capacité Thermique d'un fluide :

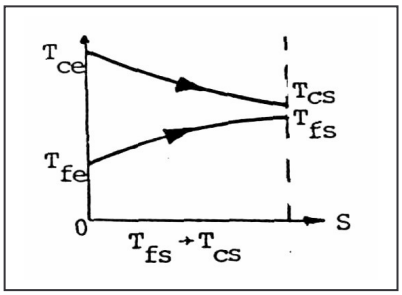
On appelle capacité thermique d'un fluide en [kW/°C] « **C** », la puissance échangeable pour un degré d'écart et évaluée pour chaque fluide. Dans un échangeur, la détermination de la capacité thermique de chaque fluide permettra d'écrire :

. Fluide 1 : « C_{min} »
. Fluide 2 : « C_{max} »

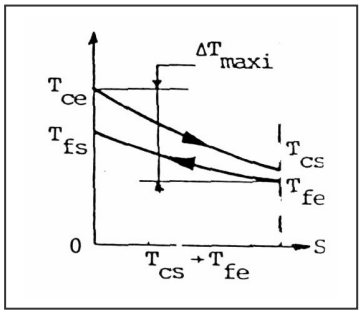
Avec : $\mathbf{C = q_m \times c_p}$

⇒ Comparaisons :

Courant parallèle

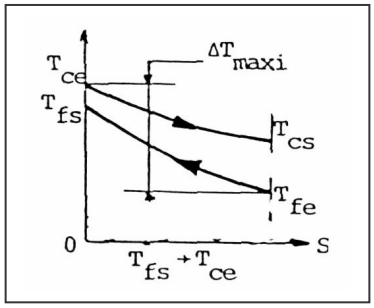


Contre courant pur
$q_{mf} \times c_{Pf} < q_{mc} \times c_{Pc}$



$C_{min} = q_{mf} \times C_{Pf}$

Contre courant pur
$q_{mf} \times c_{Pf} > q_{mc} \times c_{Pc}$



$C_{min} = q_{mc} \times C_{Pc}$

Remarque :
Dans un échangeur à courant parallèle idéal on pourrait obtenir au mieux « **Tfs** » s'approchant de « **Tcs** » sans jamais l'atteindre. Par contre pour la configuration de contre courant pur, « **Tfs** » dépasse couramment « **Tcs** » (ce qui montre bien que cet échange est plus efficace que le précédent.

32 Notion d'Efficacité d'un Echangeur :

C'est le rapport entre la puissance réellement échangée « $\Phi_{réel}$ »et la puissance qu'il est théoriquement possible d'échangée « Φ_{max} » si l'échangeur était parfait.

$$\mathbf{E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{Max}}}$$

Φ_{MAX} est la puissance obtenue :

- En supposant que l'échangeur est parfait (sans perte et infiniment long)
- En utilisant le fluide ayant la plus faible capacité thermique et subissant un changement de température égal à l'écart maximal existant dans l'échangeur soit ($T_{CE} - T_{FE}$)

$$\mathbf{\Phi_{MAX} = (q_m.c_p)_{MIN} \times (T_{CE} - T_{FE}) = C_{MIN} \times (T_{CE} - T_{FE})}$$

33 - Etude de l'efficacité des échangeurs élémentaires

L'efficacité d'un échangeur peut s'exprimer sous la forme :

$$E = \frac{q_{mc} \times c_{pc} \times (Tce - Tcs)}{C_{min} \times (Tce - Tfe)} \qquad \text{ou} \qquad E = \frac{q_{mf} \times c_{pf} \times (Tfs - Tfe)}{C_{min} \times (Tce - Tfe)}$$

En posant : $Cc = q_{mc} \times c_{pc}$ et $Cf = q_{mf} \times c_{pf}$

Si $Cc = C_{min}$ $\quad E = \frac{(Tce - Tcs)}{(Tce - Tfe)}$ $\qquad$ Si $Cf = C_{min}$ $\quad E = \frac{(Tfs - Tfe)}{(Tce - Tfe)}$

Chaque relation de l'efficacité faisant intervenir une température de sortie, aucune d'entre elles ne permettront de définir « E ». D'où l'emploi d'autres relations qu'il est possible de démontrer.

Echangeur à courants parallèles	Echangeur à contre-courants purs
$E = \frac{1 - e^{[-k \times S \times (\frac{1}{C_{min}} + \frac{1}{C_{max}})]}}{(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}})}$	$E = \frac{1 - e^{[-k \times S \times (\frac{1}{C_{min}} - \frac{1}{C_{max}})]}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \times e^{[-k \times S \times (\frac{1}{C_{min}} - \frac{1}{C_{max}})]}}$

ECHANGEUR A COURANTS CROISES (UN FLUIDE BRASSE)

$$E = 1 - e^{-\Gamma \cdot (Cmax / Cmin)}]$$

$$\Gamma = 1 - e^{-k \cdot S / Cmax} \qquad \text{avec } C_{MIN} = C_{BRASSE}$$

$$E = [1 - e^{-\Gamma \cdot (Cmin / Cmax)}] \times C_{max} / C_{min}$$

$$\Gamma = 1 - e^{-k \cdot S / Cmin} \qquad \text{avec } C_{MIN} = C_{NON\ BRASSE}$$

D'une manière générale, l'efficacité peut être représenté par des fonction du type

$$E = f (k.S / C_{MIN} ; C_{MIN} / C_{MAX} ; \text{Configuration})$$

34 - Méthode N.U.T

Le groupement **(k.S / C_{MIN})** est adimensionnel et est noté **NUT OU NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT** : il est représentatif du pouvoir d'échange de l'appareil

ECHANGEUR A COURANTS PARALLELES	ECHANGEUR A CONTRE-COURANTS PURS
$E = \frac{1 - e^{[-NUT \times (1 + \frac{C_{min}}{C_{max}})]}}{(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}})}$	$E = \frac{1 - e^{[-NUT \times (1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \times e^{[-NUT \times (1 - \frac{C_{min}}{C_{max}})]}}$

ECHANGEUR A COURANTS CROISES (UN FLUIDE BRASSE)

$E = 1 - e^{-\Gamma . (Cmax/Cmin)}]$

$\Gamma = 1 - e^{-NUT . (Cmin/Cmax)}$

avec $C_{MIN} = C_{BRASSE}$

$E = [1 - e^{-\Gamma . (Cmin/Cmax)}] \times C_{max}/C_{min}$

$\Gamma = 1 - e^{-NU}$

avec $C_{MIN} = C_{NON\ BRASSE}$

Des abaques en fonction de E et de C_{min} / C_{max} ont été établis pour la plupart des configurations courantes

Méthode :

Le calcul d'un échangeur, par la méthode NUT, consiste à :

- Evaluer le coefficient d'échange k
- Calculer les capacités thermiques massiques Cp_C et Cp_F
  Calculer les capacités thermiques C_C et C_F
  Calculer le rapport C_{min} / C_{max}
  Calculer le nombre d'unités de transfert $NUT = k . S / C_{min}$
- Déterminer ou calculer l'efficacité de l'échangeur
- Calculer la puissance échangée $\Phi = E \times C_{min} \times (T_{CE} - T_{FE})$
- Déterminer les températures de sortie des fluides T_{CS} et T_{FS}

☞ fig 11.A à 11.E - Fig 12.A

FIGURE 11.A : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A CONTRE-COURANTS PURS

NUT	CMIN / CMAX							
	0,00	**0,25**	**0,50**	**0,70**	**0,75**	**0,80**	**0,90**	**1,00**
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,216	0,210	0,206	0,205	0,204	0,202	0,200
0,50	0,393	0,378	0,362	0,350	0,348	0,345	0,339	0,333
0,75	0,528	0,502	0,477	0,457	0,452	0,447	0,438	0,429
1,00	0,632	0,598	0,565	0,538	0,532	0,525	0,513	0,500
1,25	0,713	0,675	0,635	0,603	0,595	0,587	0,571	0,556
1,50	0,777	0,735	0,691	0,655	0,645	0,630	0,618	0,600
1,75	0,826	0,784	0,737	0,697	0,687	0,677	0,657	0,636
2,00	0,869	0,823	0,775	0,733	0,722	0,711	0,689	0,667
2,50	0,918	0,880	0,833	0,788	0,777	0,764	0,740	0,714
3,00	0,950	0,919	0,875	0,829	0,817	0,804	0,778	0,750
3,50	0,970	0,945	0,905	0,861	0,848	0,835	0,807	0,778
4,00	0,982	0,962	0,928	0,886	0,873	0,860	0,831	0,800
4,50	0,989	0,974	0,944	0,905	0,893	0,880	0,850	0,818
5,00	0,993	0,982	0,957	0,921	0,909	0,896	0,866	0,833
5,50	0,996	0,998	0,968	0,933	0,922	0,909	0,880	0,846
6,00	/	/	0,975	0,944	/	0,921	0,892	0,857
6,50	/	/	0,980	0,953	/	0,930	0,902	0,867
7,00	/	/	0,985	0,960	/	0,939	0,910	0,875
7,50	/	/	0,988	0,966	/	0,946	0,918	0,882
8,00	/	/	0,991	0,971	/	0,952	0,925	0,889
8,50	/	/	0,993	0,975	/	0,957	0,931	0,895
9,00	/	/	0,994	0,979	/	0,962	0,936	0,900
9,50	/	/	0,996	0,982	/	0,966	0,941	0,905
10,00	/	/	0,997	0,985	/	0,970	0,945	0,909
∞	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

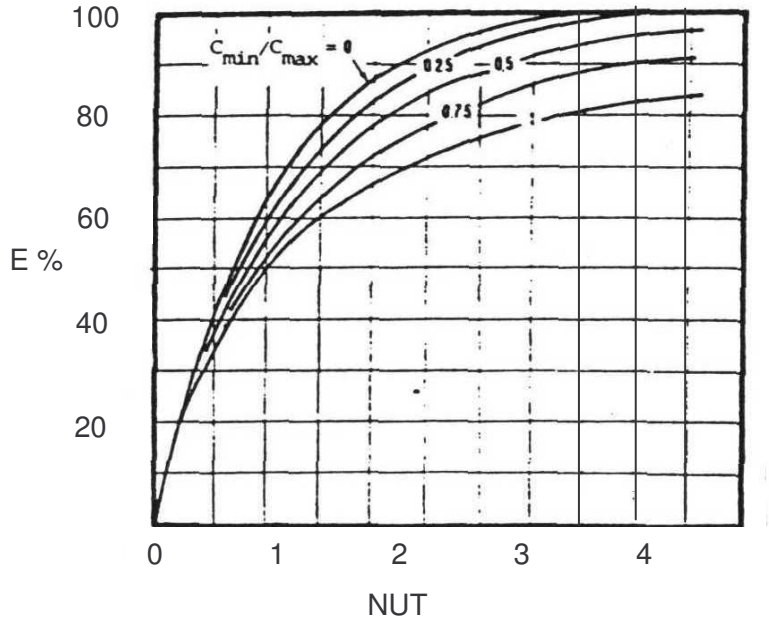


FIGURE 11.B : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A COURANTS PARALLELES

NUT	CMIN / CMAX				
	0,00	**0,25**	**0,50**	**0,75**	**1,00**
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,215	0,208	0,202	0,197
0,50	0,393	0,372	0,352	0,333	0,333
0,75	0,528	0,502	0,477	0,452	0,316
1,00	0,632	0,571	0,518	0,472	0,432
1,25	0,713	0,632	0,564	0,507	0,459
1,50	0,777	0,677	0,596	0,530	0,475
1,75	0,826	0,710	0,618	0,544	0,485
2,00	0,865	0,734	0,633	0,554	0,491
2,50	0,918	0,765	0,651	0,564	0,497
3,00	0,950	0,781	0,659	0,568	0,498
3,50	0,970	0,790	0,663	0,570	0,499
4,00	0,982	0,795	0,665	0,571	0,500
4,50	0,989	0,797	0,666	0,571	0,500
5,00	0,993	0,799	0,666	0,571	0,500
∞	1,000	0,800	0,667	0,571	0,500

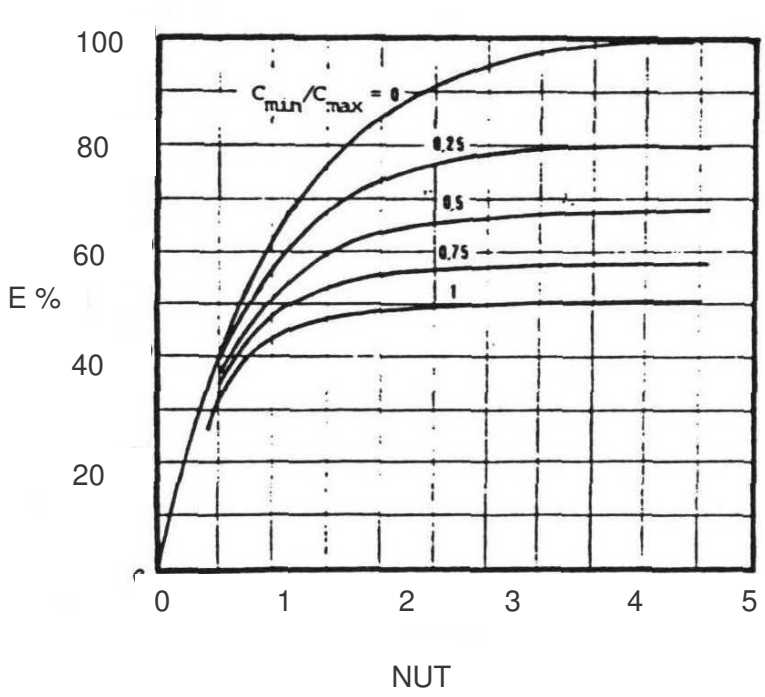


FIGURE 11.C : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A COURANTS CROISES
AUCUN DES DEUX FLUIDES N'EST BRASSE

NUT	CMIN / CMAX				
	0,00	**0,25**	**0,50**	**0,75**	**1,00**
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,199
0,50	0,393	0,375	0,358	0,341	0,326
0,75	0,528	0,495	0,466	0,439	0,413
1,00	0,632	0,588	0,547	0,510	0,476
1,25	0,714	0,660	0,610	0,565	0,523
1,50	0,777	0,716	0,660	0,608	0,560
1,75	0,826	0,761	0,700	0,642	0,590
2,00	0,865	0,797	0,732	0,671	0,614
2,50	0,918	0,851	0,783	0,716	0,652
3,00	0,950	0,888	0,819	0,749	0,681
3,50	0,970	0,915	0,848	0,776	0,704
4,00	0,982	0,934	0,869	0,797	0,722
4,50	0,989	0,948	0,887	0,814	0,737
5,00	0,993	0,959	0,901	0,829	0,751
6,00	0,997	0,974	0,924	0,853	0,772
7,00	0,999	0,983	0,940	0,871	0,789
∞	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

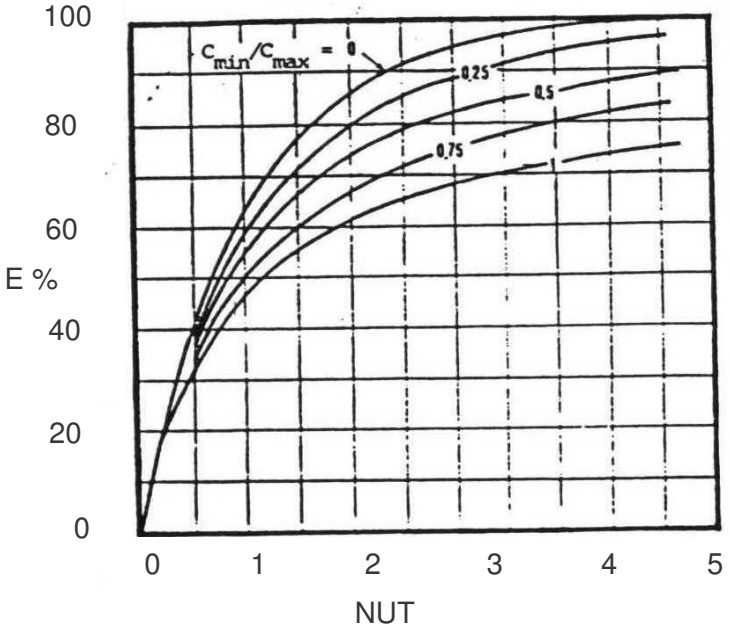


FIGURE 11.D : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A COURANTS CROISES
UN SEUL DES DEUX FLUIDES EST BRASSE

NUT	CMIN / CMAX = C BRASSE / C NON BRASSE							
	0,00	**0,25**	**4,00**	**0,50**	**2,00**	**0,75**	**1,33**	**1,00**
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,215	0,213	0,209	0,209	0,204	0,204	0,198
0,50	0,393	0,375	0,375	0,358	0,357	0,341	0,341	0,325
0,75	0,528	0,495	0,494	0,465	0,463	0,463	0,435	0,410
1,00	0,632	0,587	0,585	0,545	0,542	0,505	0,503	0,469
1,25	0,713	0,658	0,654	0,605	0,600	0,556	0,552	0,510
1,50	0,777	0,714	0,706	0,652	0,644	0,594	0,589	0,540
1,75	0,826	0,758	0,747	0,689	0,677	0,623	0,616	0,562
2,00	0,865	0,793	0,778	0,715	0,702	0,645	0,636	0,579
2,50	0,918	0,844	0,820	0,760	0,736	0,677	0,663	0,601
3,00	0,950	0,879	0,846	0,789	0,756	0,697	0,679	0,613
3,50	0,970	0,903	0,861	0,808	0,768	0,710	0,689	0,621
4,00	0,982	0,920	0,870	0,823	0,776	0,718	0,695	0,625
4,50	0,989	0,933	0,876	0,834	0,780	0,724	0,698	0,628
5,00	0,993	0,942	0,880	0,841	0,783	0,728	0,700	0,630
∞	1,000	0,982	0,885	0,861	0,787	0,736	0,703	0,632

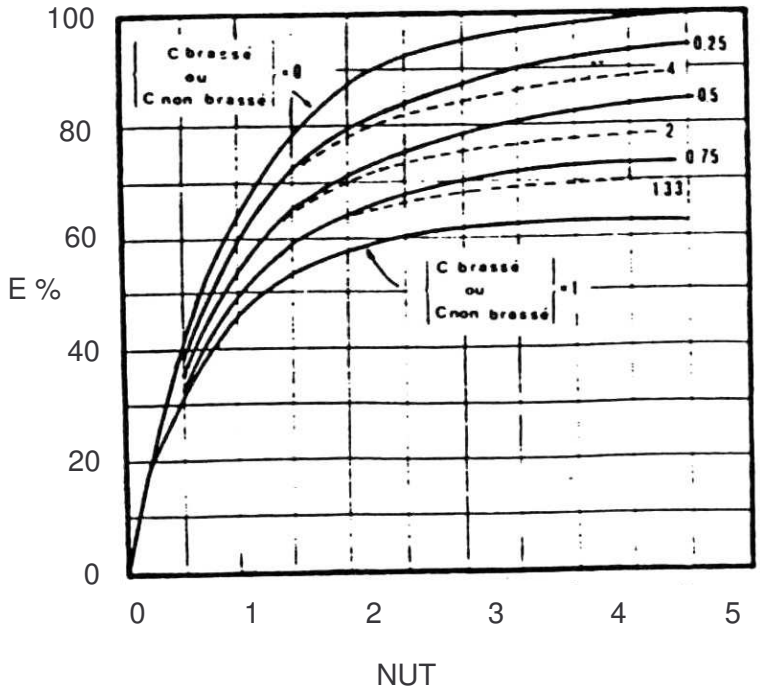
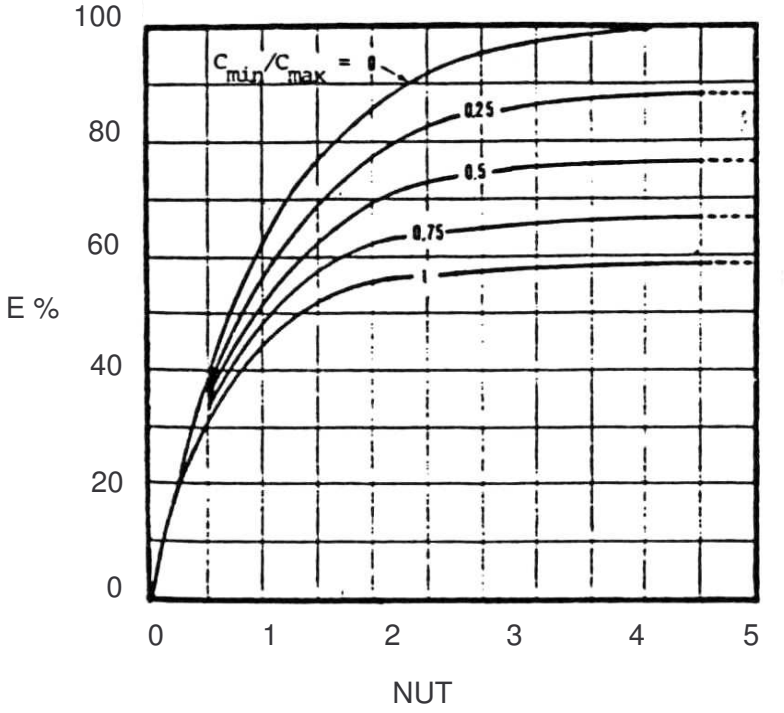


FIGURE 11.E : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A COURANTS CROISES
LES DEUX FLUIDES SONT BRASSES

NUT	CMIN / CMAX					
	0,00	**0,20**	**0,40**	**0,60**	**0,80**	**1,00**
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,20	0,181	0,178	0,175	0,172	0,169	0,166
0,60	0,451	0,431	0,412	0,395	0,378	0,362
1,00	0,632	0,593	0,557	0,523	0,491	0,462
1,40	0,632	0,587	0,585	0,545	0,542	0,505
1,80	0,835	0,767	0,703	0,645	0,591	0,543
2,00	0,865	0,792	0,723	0,660	0,603	0,552
2,20	0,889	0,812	0,739	0,672	0,611	0,557
2,60	0,926	0,841	0,761	0,687	0,621	0,563
3,00	0,950	0,860	0,774	0,695	0,625	0,565
3,50	0,970	0,875	0,783	0,700	0,626	0,563
4,00	0,982	0,884	0,878	0,700	0,624	0,569
4,50	0,989	0,888	0,789	0,698	0,621	0,555
5,00	0,993	0,890	0,788	0,695	0,617	0,551

FIGURE 12.A : EFFICACITE E DES ECHANGEURS A FAISCEAUX DE TUBES ET CALANDRE
DEUX PASSES COTE TUBES , UNE PASSE COTE CALANDRE

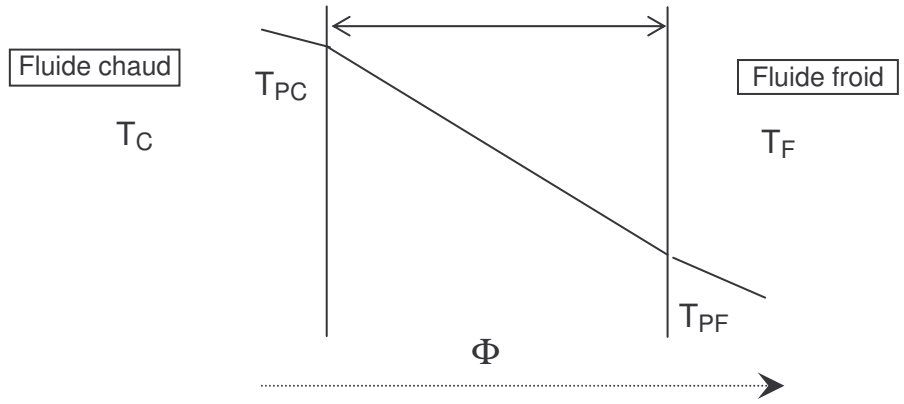


IV/ COEFFICIENT D'ECHANGE :

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid à travers la paroi peut être décomposé :

- convection Fluide chaud - Paroi : Coefficient de convection « $\mathbf{h_C}$ »
- conduction dans la Paroi : Résistance thermique « $r = \frac{e}{\lambda}$ »
- convection Paroi - Fluide froid : coefficient de convection « $\mathbf{h_F}$ »

41. Echange à travers un élément de paroi plane



$\mathbf{T_C}$ $\frac{1}{h_C \times S}$ $\mathbf{T_{PC}}$ $\frac{e}{\lambda \times S}$ $\mathbf{T_{PF}}$ $\frac{1}{h_F \times S}$ $\mathbf{T_F}$

Dans ce cas on a : $\Phi = (Tc - Tf) \times \frac{1}{\left[\frac{1}{h_C \times S} + \frac{e}{\lambda \times S} + \frac{1}{h_F \times S}\right]}$ Soit : $\Phi = k \times (T_C - T_F)$

Dans la pratique, la paroi d'échange n'est pas toujours plane et la surface d'échange n'a donc pas la même étendue au contact des deux fluides (présence d'ailettes d'un coté et pas de l'autre , par exemple).

Il faut donc rapporter le coefficient d'échange « ***k*** »:

- soit à l'unité de surface d'échange coté Chaud ⟶ « $\mathbf{k_C}$ »
- soit à l'unité de surface d'échange coté Froid ⟶ « $\mathbf{k_F}$ »

Le coefficient d 'échange global est alors une combinaison linéaire des coefficients « $\mathbf{k_C}$ » et « $\mathbf{k_F}$ »

$$k = \frac{(k_F \times S_F) + (k_C \times S_C)}{(S_F + S_C)}$$

De plus, au bout d'un certain temps de fonctionnement, la paroi d'échange va se recouvrir, de part et d'autre, d'un film (dépôt de tartre, salissures, oxydation, ...) ce qui se traduit par la présence de couches plus ou moins isolantes dont il faut tenir compte car cela entraîne une diminution des performances thermiques (si R augmente, Φ diminue)

Différents dépôts = ENCRASSEMENT !

42.Expressions des Coefficients d'échange :

$$K_C = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\eta_C \times h_C} + R_{EC} \right) + \frac{S_C}{S_M} \times \frac{e}{\lambda} + \left(R_{EF} + \frac{1}{\eta_F \times h_F} \right) \times \frac{S_C}{S_F} \right]}$$

$$K_F = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{\eta_F \times h_F} + R_{EF} \right) + \frac{S_F}{S_M} \times \frac{e}{\lambda} + \left(R_{EC} + \frac{1}{\eta_C \times h_C} \right) \times \frac{S_F}{S_C} \right]}$$

S_C : surface d'échange coté Chaud [m²] → $S_C = n \times \pi \times D_C \times L$

S_F : surface d'échange coté Froid [m²] → $S_F = n \times \pi \times D_F \times L$

S_M : surface d'échange moyenne [m²] → $S_M = \frac{S_C + S_F}{2}$

R_{EC} : résistance d'encrassement coté Chaud [m².K/W]
R_{EF} : résistance d'encrassement coté Froid [m².K/W]

η_C : coefficient d'efficacité (rendement) de la surface ailetée coté Chaud
η_F : coefficient d'efficacité (rendement) de la surface ailetée coté Froid

(η = 1 si pas d'ailettes)

$$\eta = 1 - (1 - \varepsilon). = \frac{\text{Aire totale des ailettes}}{\text{Aire totale de la surface ailettée}}$$

ε : efficacité des ailettes ⇒ elle est donnée, dans le cas d'une ailette à épaisseur constante, par des relations ou un abaque établi par GARDNER en fonction du produit :

$\alpha \times L$ si ailette rectiligne **$\alpha \times (re - ri)$** si ailette circulaire avec $\alpha = \sqrt{\frac{2 \times h}{\lambda_a \times e_a}}$

L : Longueur de l'ailette rectiligne
re , ri : Rayon extérieur et intérieur de l'ailette circulaire
h : Coefficient de convection Fluide - Paroi
$e_a \times \lambda_a$: Epaisseur et conductivité thermique de l'ailette

⇒ *Quelques résistances d'encrassement :*

Fluides et conditions d'utilisation	Résistance d'encrassement
Eau de mer, température < 50[°C]	1.10^{-4} [m².K/W]
Eau de mer, température > 50[°C]	2.10^{-4} [m².K/W]
Eau de rivière très sale	10 à 20.10^{-4} [m².K/W]
Eau traitée pour chaudières	2.10^{-4} [m².K/W]
Vapeur non grasse	1.10^{-4} [m².K/W]
Air industriel	4.10^{-4} [m².K/W]
Liquide réfrigérant	2.10^{-4} [m².K/W]
Fuel , Gasoil	4 à 6.10^{-4} [m².K/W]
Essence , Kérosène	2.10^{-4} [m².K/W]