

Compte-rendu de TP : Convection  
thermique – Echangeur

# **Simulation numérique avec ANSYS/Fluent d'un échangeur de chaleur coaxial**

AISSAOUI Massara – REDJEMI Samy

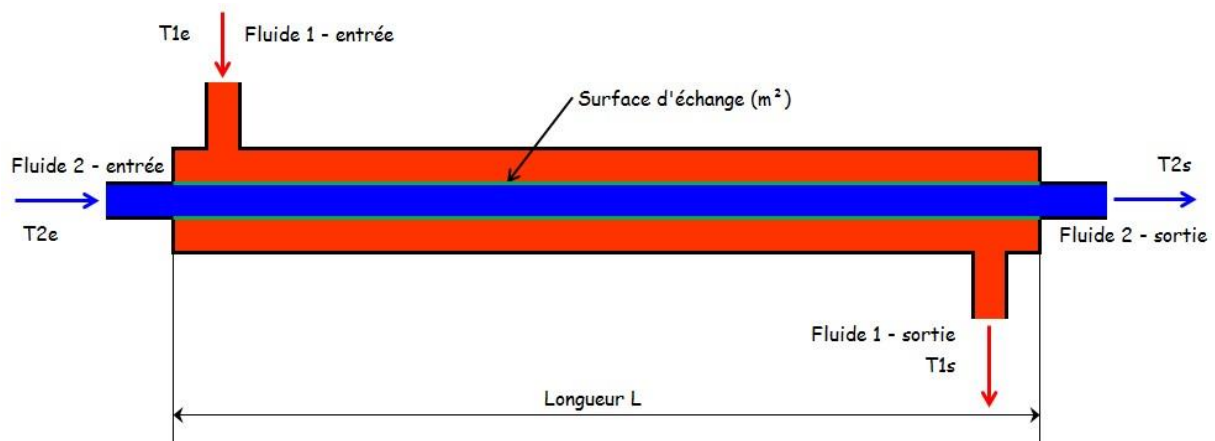
## Table des matières

Introduction.....	2
Etude théorique.....	3
Expression des températures d'eau chaude et froide en sortie de l'échangeur .....	3
Bilan enthalpie : .....	3
Co-courant:.....	3
Contre-courant: .....	3
Expression de la température cas contre-courant : .....	3
Expression de la température cas co-courant : .....	4
Calcul de la résistance thermique équivalente R : .....	4
Le nombre de Reynolds dans la conduite interne : .....	4
Le nombre de Reynolds dans l'espace annulaire : .....	5
Le nombre de Prandtl : .....	5
Etablissement de l'expression des coefficients d'échanges $h_e$ et $h_i$ : .....	5
Etude numérique.....	6
Présentation du problème .....	6
Géométrie et maillage.....	6
Comparaison des résultats .....	7
Cas Co-courant .....	7
Cas contre-courant .....	7
Interprétation.....	8
Les résultats obtenus lors de la simulation numérique correspondent aux résultats théorique et expérimentale avec des erreurs due aux incertitudes de mesure, l'erreur machine lors des itérations et le maillage. ....	8
Dans l'expérimental Le flux n'est pas transférer en totalité car il y a des pertes parce-que l'échangeur n'est pas isolé et une partie du flux est échangée avec l'espace environnant. ....	8
Lorsque qu'on a tenu compte du coefficient d'échange l'écart entre les résultats numérique et expérimentale diminue (sauf pour $Q=3\text{l/min}$ ) et atteint sa valeur minimale pour un débit= $2\text{l/min}$ . ...	8
Conclusion .....	8

## Introduction

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer de la chaleur d'un fluide vers un autre. La quantité échangée est donc une énergie et en aucun cas une quantité de matière. Le fluide chaud cède donc au fluide froid une partie de la chaleur qu'il contient. Les deux fluides sont séparés par une paroi appelée surface d'échange à travers laquelle l'énergie est transmise. Ce système est omniprésent dans l'industrie pour le refroidissement ou le réchauffement de liquides ou de gaz.

Une manière très simple de concevoir un échangeur est d'enfiler une tuyauterie dans une autre. On a alors un système de tubes concentriques, comme ceci : (Exemple d'échangeur co-courant)



Dans ce cas, la surface d'échange est la surface du tube de petit diamètre limitée à la longueur qui est en contact avec les deux fluides.

La chaleur est transférée du fluide chaud vers le fluide froid en trois "étapes" :

- Le fluide chaud est en contact avec la surface externe du tube, il le chauffe par "convection";
- Le matériau constitutif du tube conduit la chaleur de la surface externe à la surface interne du tube : on parle de "conduction";
- Le fluide froid est en contact avec la surface interne du tube, on dit qu'il le refroidit par "convection".

On voit qu'en réalité il n'y a pas ici une seule surface d'échange à considérer mais bien deux : la surface extérieure du tube, du côté fluide chaud et la surface intérieure du côté du fluide froid.

## Etude théorique

Expression des températures d'eau chaude et froide en sortie de l'échangeur

Bilan enthalpie :

$$\phi = -\dot{m}_c c_{pc} \Delta T_c = \dot{m}_f c_{pf} \Delta T_f$$

Flux de chaleur : le flux peut s'écrire en fonction du coefficient de transfert global K entre le tube l'entrée et la sortie du tube considéré rapporté à la surface extérieure.

$$\phi = (KS)e \Delta T_{ml}$$

Co-courant:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})}{\ln((T_{c,e} - T_{f,e}) / (T_{c,s} - T_{f,s}))}$$

Contre-courant:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln((T_{c,e} - T_{f,s}) / (T_{c,s} - T_{f,e}))}$$

Expression de la température cas contre-courant :

L'égalité de flux obtenu par le bilan enthalpie et le flux obtenu par la moyenne logarithmique donne :

$$\dot{m}_f c_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e}) = \frac{(KS)e * (T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln((T_{c,e} - T_{f,s}) / (T_{c,s} - T_{f,e}))}$$

On isole  $T_{c,s}$  et on trouve

$$T_{c,s} = \frac{T_{c,e}(B - 1) - B[1 - \exp\left(\frac{1(KS)e(B - 1)}{\dot{m}_f c_{pf}}\right)]}{B \exp\left(\frac{(KS)e(B - 1)}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) - 1}$$

Expression de la température cas co-courant :

$$\dot{m}_f c_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e}) = \frac{(KS)e * ((T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s}))}{\ln((T_{c,e} - T_{f,e}) / (T_{c,s} - T_{f,s}))}$$

On isole  $T_{c,s}$  et on trouve

$$T_{cs} = \frac{\left( B + \exp\left(\frac{(KS)e(B+1)}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) \right) T_{ce} + B \left( \exp\left(\frac{(KS)e(B+1)}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) - 1 \right) T_{ce}}{(B+1) \left( \exp\left(\frac{(KS)e(B+1)}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) \right)}$$

Calcul de la résistance thermique équivalente R :

L'expression de la résistance totale obtenue par l'application de l'analogie électrique :

$$R = \frac{1}{2\pi L r_i h_i} + \frac{1}{2\pi L k_a} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2\pi L r_c h_e}$$

Sachant que

$$K = \frac{1}{RS}$$

L'expression de  $K_e$  rapporté à la surface externe :

$$K_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i h_i} + \frac{r_e}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}}$$

L'expression de  $K_i$  :

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{r_e h_e}}$$

Le nombre de Reynolds dans la conduite interne :

$$Re_{Di} = \frac{u_c \cdot D_i}{\nu}$$

$u_c$  : vitesse débitante du fluide chaud.

$u_c$  : diamètre de la conduite interne.

$\nu$  : la viscosité cinématique de l'eau.

Le nombre de Reynolds dans l'espace annulaire :

$$Re_{Deq} = \frac{u_f \cdot D_{eq}}{\nu}$$

$u_f$  : vitesse débitante du fluide froid.

$D_{eq}$  : diamètre hydraulique.  $Deq=4S/P=(De^2-Di^2)/Di^2$

$\nu$  : la viscosité cinématique de l'eau.

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$\alpha$  : la diffusivité thermique.

$\nu$  : la viscosité cinématique de l'eau.

Etablissement de l'expression des coefficients d'échanges  $h_e$  et  $h_i$  :

Pour la conduite interne :

$$Nu_{Di} = \frac{h_i \cdot D_i}{k}$$

$$h_i = \frac{k \cdot Nu_{Di}}{D_i}$$

$$h_i = \frac{k \left[ \left( \frac{C_f}{2} \right) (Re_{Di} - 10^3) Pr \right]}{D_i \left[ 1 + 12,7 C_f \right]^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Pour l'espace annulaire :

$$Nu_{Deq} = \frac{h_e \cdot D_{eq}}{k}$$

$$h_e = \frac{k \cdot Nu_{Deq}}{D_{eq}}$$

$$h_e = \frac{k \left[ \left( \frac{C_f}{2} \right) (Re_{Deq} - 10^3) Pr \right]}{D_{eq} \left[ 1 + 12,7 C_f \right]^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Tube	Tube interne				Espace annulaire			
Paramètres	ReDi	Pr	NuDi	Hi	ReDeq	Pr	NuDeq	He
Valeurs calculées	9390	3,59	58	4380	8490	6,86	67,64	5826
corrélations	Valable				Valable			

Tableau 1: Calcul des paramètres

## Etude numérique

### Présentation du problème

Dans cette partie, on modélise et on simule le banc expérimental que nous avons étudié pour des configurations à co-courant et contre-courant à l'aide du logiciel ANSYS/Fluent afin de comparer nos résultats numériques aux résultats expérimentaux et théoriques.



Figure 2 coupe 2D de l'échangeur coaxial

### Géométrie et maillage

Tout d'abord, il faut créer la géométrie du problème. Pour cela, on crée une plaque rectangulaire. On divise cette plaque sur quatre sous rectangles afin de reproduire la même géométrie dans la figure 2. on sait que le transfert d'énergie s'effectue à travers la surface d'échange, la paroi en acier dans notre cas. Pour cette raison, on applique le maillage comme montré dans la figure 3

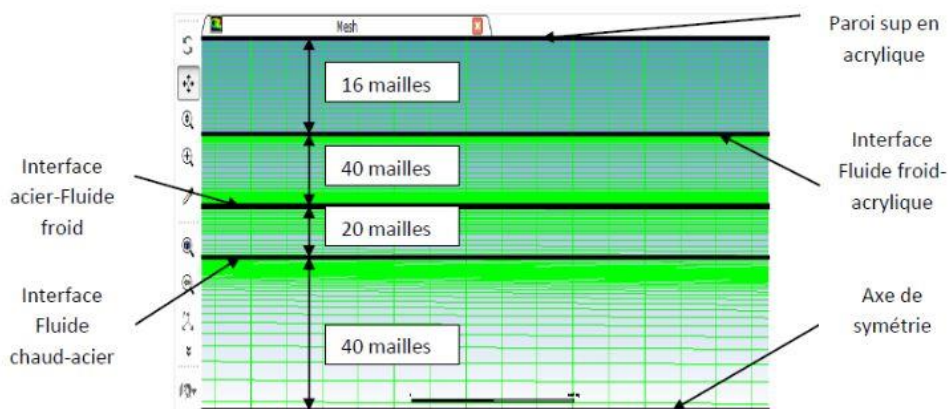


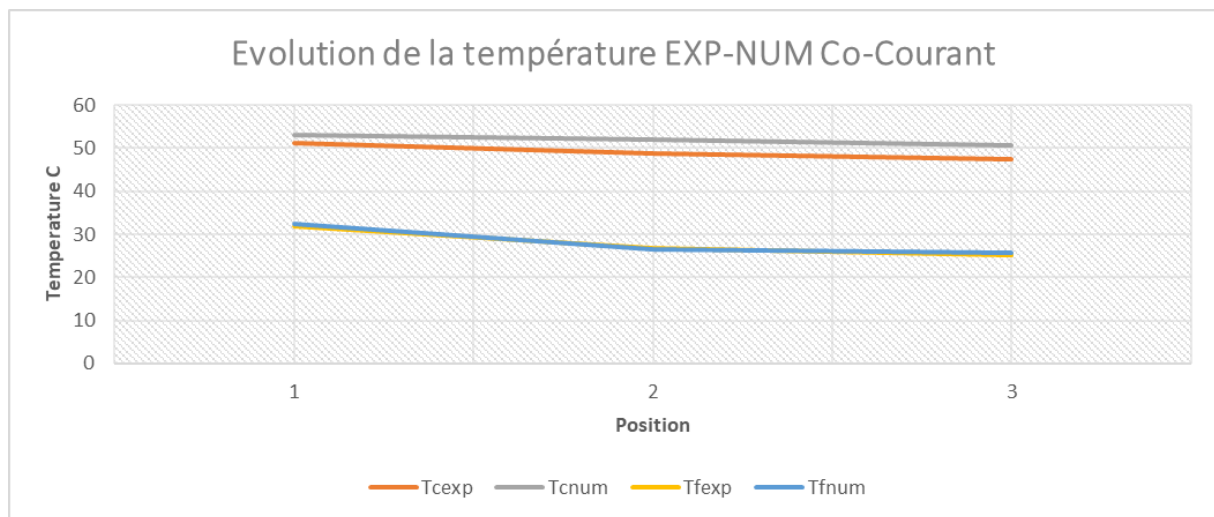
Figure 3 Maillage

## Comparaison des résultats

### Cas Co-courant

Co-courant	Cas idéal					
Débits(l/min)/Températures C	Tcs (théorique)	Tcs (numérique)	erreur %	Tfs (théorique)	Tfs (numérique)	erreur %
3	48,25	50,625	4,691358025	26,81	25,802	3,9066739
2	47,2	51,916	9,083904769	25,13	26,391	4,77814406
1	49,46	52,562	5,901601918	29,22	32,295	9,52159777

Co-courant	Cas réel					
Débits(l/min)/Températures C	Tcs (expérimentales)	Tcs (numérique)	erreur %	Tfs (expérimentales)	Tfs (numérique)	erreur %
3	47,36	50,629	6,456773786	25,04	25,805	2,96454176
2	48,89	51,925	5,844968705	26,65	26,424	0,85528308
1	51,06	52,941	3,553011843	31,87	32,307	1,35264803

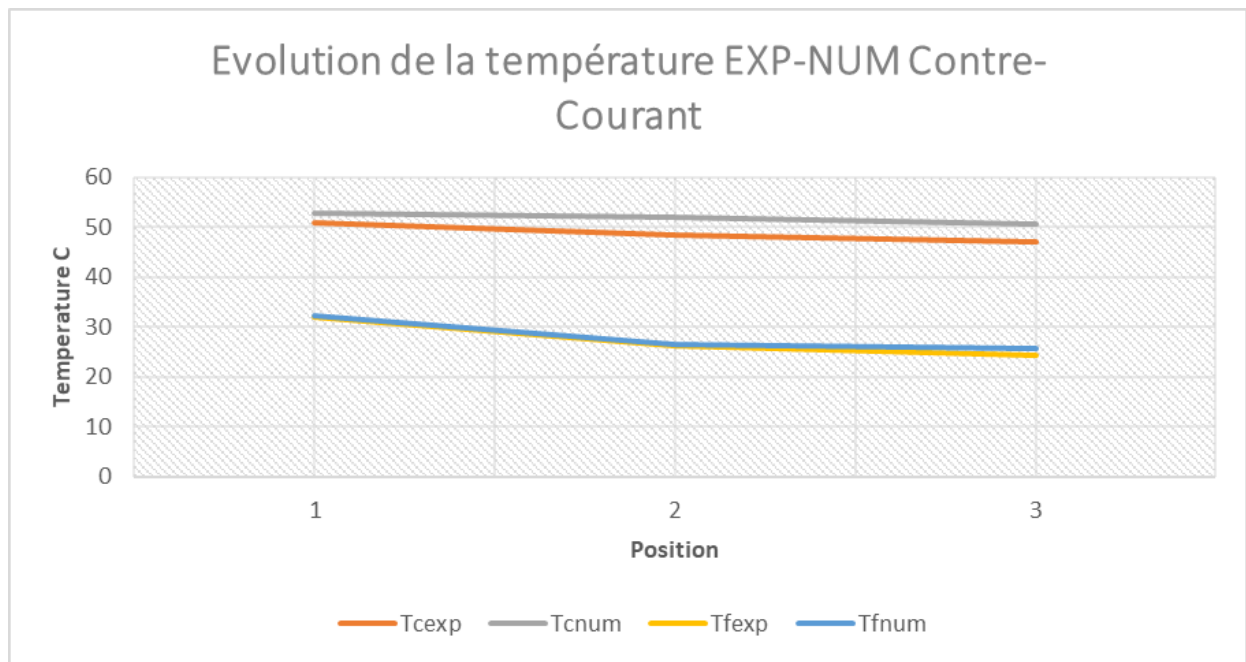


### Cas contre-courant

Contre-courant	Cas idéal					
Débits(l/min)/Températures C	Tcs (théorique)	Tcs (numérique)	erreur %	Tfs (théorique)	Tfs (numérique)	erreur %
3	47,97	50,625	5,244444444	26,05	25,802	0,961165801
2	47,55	51,916	8,409738809	25,4	26,391	3,755068016
1	49,78	52,562	5,292797078	30,36	32,295	5,991639573

Co-courant	Cas réel					
Débits(l/min)/Températures C	Tcs (expérimentales)	Tcs (numérique)	erreur %	Tfs (expérimentales)	Tfs (numérique)	erreur %
3	47,14	50,629	6,891307353	24,45	25,805	5,250920364
2	48,52	51,925	6,557534906	26,38	26,424	0,166515289
1	50,99	52,941	3,685234506	32,03	32,307	0,857399325





## Interprétation

Les résultats obtenus lors de la simulation numérique correspondent aux résultats théorique et expérimentale avec des erreurs due aux incertitudes de mesure, l'erreur machine lors des itérations et le maillage.

Dans l'expérimental Le flux n'est pas transférer en totalité car il y a des pertes parce-que l'échangeur n'est pas isolé et une partie du flux est échangée avec l'espace environnant.

Lorsque qu'on a tenu compte du coefficient d'échange l'écart entre les résultats numérique et expérimentale diminue (sauf pour  $Q=3\text{l/min}$ ) et atteint sa valeur minimale pour un débit=  $2\text{l/min}$ .

## Conclusion

Pendant ce TP, on a étudié l'écoulement de chaleur pour deux types d'échangeurs, co-courant et contre-courant, à l'aide du logiciel Ansys/Fluent afin de confronter nos résultats numériques aux résultats expérimentaux et théoriques. L'objectif de ce TP était d'utiliser le logiciel ANSYS/FLUENT pour simuler les écoulements et les transferts de chaleur dans un échangeur de chaleur coaxial. Malgré l'erreur, on constate toujours que l'échangeur contre-courant est plus efficace.