

Université Paris Est – Marne la Vallée

Faculté des Sciences et Technologie

M1 Mécanique

Année 2017-2018, 2^{er} semestre

Compte rendu du TP
Activités Expérimentales

TP 3 : VISCOSIMETRIE

Mesure de Viscosité

Dahia CHIBOUTI

Jacques FERHAT

Table de Matières

Introduction	3
TP 3 : Mesure de la Viscosité	4
1. Partie 1 : Viscosimètre Capillaire.....	4
1.1. Objectif	4
1.2. Détermination de la Constante de Proportionnalité K.....	4
1.3. Résultats Expérimentaux	4
1.4. Estimation des Erreurs	6
2. Partie 2 : Viscosimètre Rotatif « huile de Silicone »	7
2.1. Objectif	7
2.2. Résultats Expérimentaux	7
2.3. Nature Rhéologique	8
2.4. Viscosité Dynamique à la Température Ambiante	8
2.5. Estimation des Erreurs	9
Pour cette deuxième partie, nous avons été amenés à manipuler un nouvel appareil et à estimer d'autres grandeurs, il nous faut donc de nouveau évaluer les incertitudes :.....	9
2.6. Remarques et Conclusion	9
3. Partie 3 : Viscosimètre Rotatif « Mélange Blédine/Eau »	10
3.1 Objectif	10
3.2 Résultats Expérimentaux	10
3.3 Nature Rhéologique	11
3.4 Estimation des Erreurs	12
3.5 Rapport des vitesses.....	12
4. Partie 4 : Viscosimètre Rotatif « Maïzena »	13
4.1 Objectif	13
4.2 Résultats Expérimentaux	13
4.3 Nature Rhéologique	14
4.4 Estimation des Erreurs	15
4.5 Rapport des vitesses.....	15
4.6 Remarques et Conclusion	15
Comparaison	16
Conclusion	17

Introduction

On aborde généralement les fluides avec un modèle newtonien, c'est-à-dire que l'on considère que leur viscosité dynamique est constante et que la contrainte de cisaillement ne varie pas avec le taux de cisaillement. Cependant ces modèles ne sont pas toujours suffisants et d'autres modèles permettent de caractériser les propriétés des fluides dit non Newtoniens que l'on catégorise comme suit :

- Fluide Newtoniens généralisés
- Fluides non Newtonien dépendant du temps
- Fluide visco-élastiques

Nous aborderons uniquement ces premiers, plus proche des comportements des fluides newtoniens mais aussi plus simple à mesurer.

TP 3 : Mesure de la Viscosité

1. Partie 1 : Viscosimètre Capillaire

1.1. Objectif

L'objectif de la manipulation est d'étudier l'influence de la température sur la viscosité dynamique et de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats théorique en utilisant la loi de variation de la viscosité dynamique.

1.2. Détermination de la Constante de Proportionnalité K

En premier lieu, nous allons déterminer la constante de proportionnalité K liant le temps d'écoulement et la viscosité cinématique. Pour cela, nous allons utiliser les valeurs de la viscosité cinématique et la densité de l'huile de silicone à 25°C qui sont respectivement :

$$\nu = 100 \text{ cSt} \Leftrightarrow \nu = 0,0001 \text{ m}^2/\text{s} ; d = 0,96.$$

En mesurant le temps de descente $\Delta t = 22,5 \text{ min} \Leftrightarrow \Delta t = 1350 \text{ s}$; nous pouvons alors en déduire la valeur de la constante K : $K = \frac{\nu}{\Delta t} = 7,41\text{E-}08 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

1.3. Résultats Expérimentaux

En second lieu, nous allons mesurer les viscosités de l'huile de silicone pour différentes températures allant de 30°C à 70°C, représentées dans ce tableau :

T°C	TK°	Δt	Viscosité Cinématique	μ Viscosité dynamique (Pa. s)	Masse Volumique	1/T	Ln(μ)
25	298,15	22,5	1,00E-04	9,40E-02	940	0,00335402	-1,02687215
30	303,15	16,25	7,22E-05	6,78E-02	939	0,0032987	-1,16866356
40	313,15	11	4,89E-05	4,59E-02	938	0,00319336	-1,33858699
50	323,15	8,5	3,78E-05	3,53E-02	935	0,00309454	-1,45195198
60	333,15	5,5	2,44E-05	2,28E-02	933	0,00300165	-1,64193818
70	343,15	3	1,33E-05	1,24E-02	931	0,00291418	-1,90611158

Tableau 1 : Tableau de résultats Expérimentaux sur la viscosité

Nous représentons dans la figure 1 la courbe de la viscosité dynamique en fonction de la température :

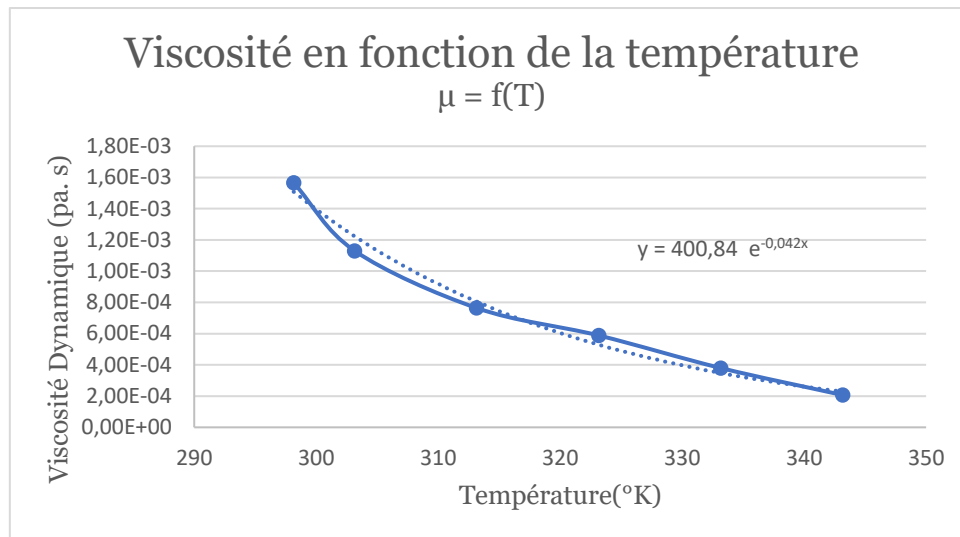


Figure 1 : viscosité dynamique en fonction de la température

Dans la figure 1, nous remarquons que la viscosité dynamique varie de façon exponentielle par rapport à la température.

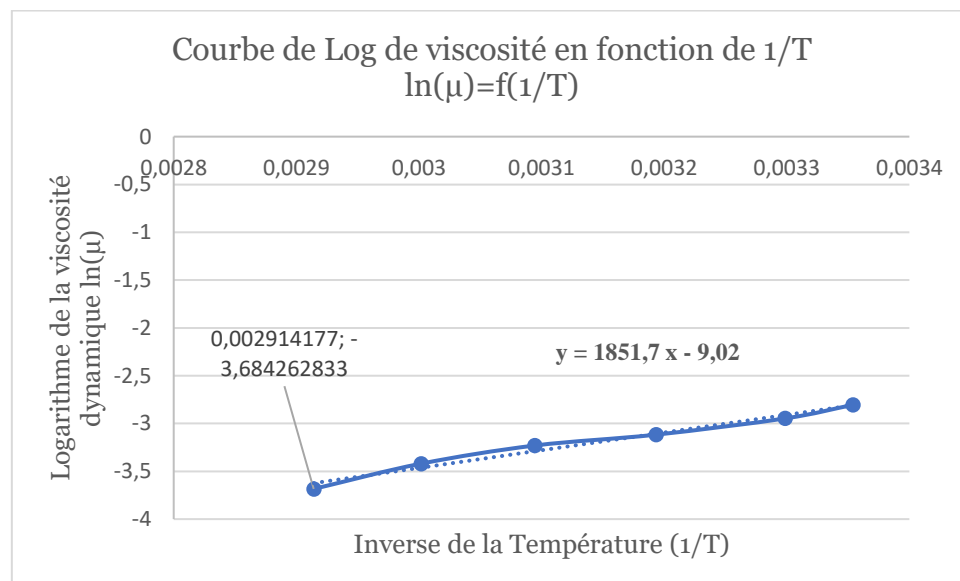


Figure 2: Courbe de Log de viscosité dynamique en fonction de l'inverse de la température

A partir de la figure 2, nous constatons que le log de la viscosité dynamique est proportionnelle à l'inverse de la température. Nous pouvons donc en déduire la variation de la viscosité dynamique en fonction de la température : $\ln(\mu) = 1652,4 (1/T) - 6,59$ de forme $y = a x + b$.

Avec $b = -\ln(\mu_0)$ à $T=0$, nous l'appellerons donc $\ln(\mu_0)$ et « a » est la pente m, ce qui nous permet de trouver la formule de variation de la viscosité dynamique en fonction de la température.

$$\mu = e^{m\left(\frac{1}{T}\right)+b}$$

1.4. Estimation des Erreurs

Au cours de ce TP nous avons manipulés différents outils limités en précision, cette limitation se retrouve dans nos mesures et il nous faut estimer le degré d'erreur commis.

Incertitudes	Rho (ρ) Mesurée	$\Delta\rho$	Rho (ρ)	ν	$\Delta\nu$	μ	$\Delta\mu$
1	940	0,00057735	$940 \pm 0,00057735$	1,00E-04	0,002	9,40E-02	2,00E-03
2	939	0,00057735	$939 \pm 0,00057735$	7,22E-05	0,002	6,78E-02	2,00E-03
3	938	0,00057735	$938 \pm 0,00057735$	4,89E-05	0,002	4,59E-02	2,00E-03
4	935	0,00057735	$935 \pm 0,00057735$	3,78E-05	0,002	3,53E-02	2,00E-03
5	933	0,00057735	$933 \pm 0,00057735$	2,44E-05	0,002	2,28E-02	2,00E-03
6	931	0,00057735	$931 \pm 0,00057735$	1,33E-05	0,002	1,24E-02	2,00E-03

Puisque nous utilisons une formule mathématique pour obtenir une grandeur dépendant des mesures relevées, nous allons utiliser la loi Logarithmique pour calculer l'erreur commise :

$$\frac{\Delta\nu}{\nu} = \frac{\Delta\mu}{\mu} - \frac{\Delta\rho}{\rho} \Leftrightarrow \Delta\mu = \left(\frac{\Delta\nu}{\nu} + \frac{\Delta\rho}{\rho} \right) * \mu$$

Avec : $\Delta\rho = 0,001/\sqrt{3}$

2. Partie 2 : Viscosimètre Rotatif « huile de Silicone »

2.1. Objectif

L'objectif de la manipulation est d'étudier l'influence de la contrainte de cisaillement sur la viscosité dynamique pour ainsi en déduire la nature rhéologique des fluides en fonction de leurs comportements.

2.2. Résultats Expérimentaux

Nous allons mesurer les viscosités de l'huile de silicone pour différentes vitesses du viscosimètre rotatif allant de 0.3 à 10 Tr/min représentées dans ce tableau :

Vitesse (Tr/min)	μ Viscosité dynamique (mPa.s)	Taux de Cisaillement	Contrainte de Cisaillement
0,3	/	0,396	/
0,6	/	0,792	/
1,5	/	1,98	/
3	250	3,96	990
6	233	7,92	1845,36
10	214,5	13,2	2831,4
12	210,2	15,84	3329,568

Tableau 2 : Tableau de résultats Expérimentaux sur l'huile de silicone dans le viscosimètre rotatif

Nous représentons la courbe de la contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement concernant l'huile de silicone :

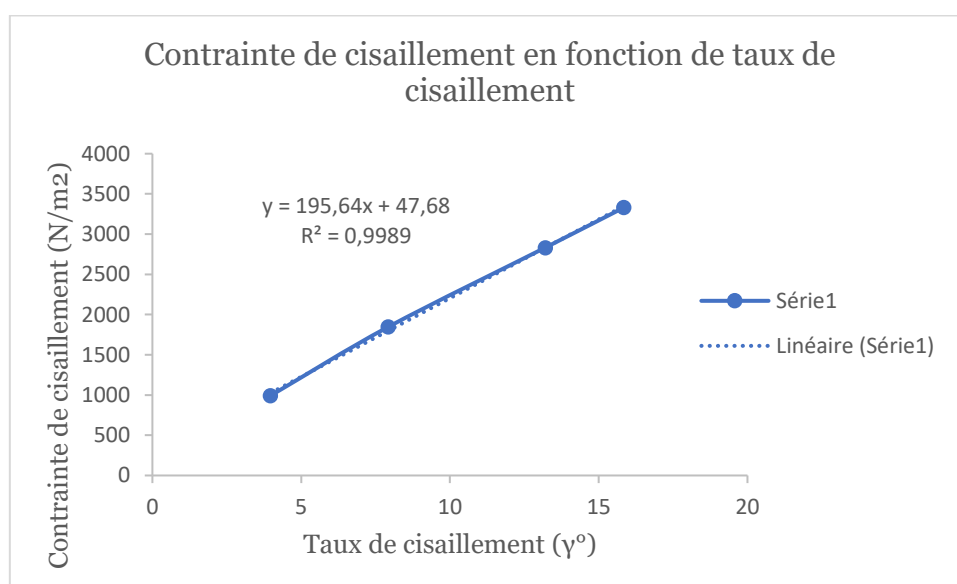


Figure 3 : Contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement pour l'huile de silicone

Si nous rapprochons ces résultats réalisés à l'aide du viscosimètre de Couette nous trouvons une viscosité proche des 0.2 Pa.s contre 0.1 précédemment à 25°C, ce qui est du même ordre de grandeur mais reste en dehors en os incertitudes.

Nous représentons la courbe de la viscosité dynamique en fonction de taux de cisaillement pour l'huile de silicone :

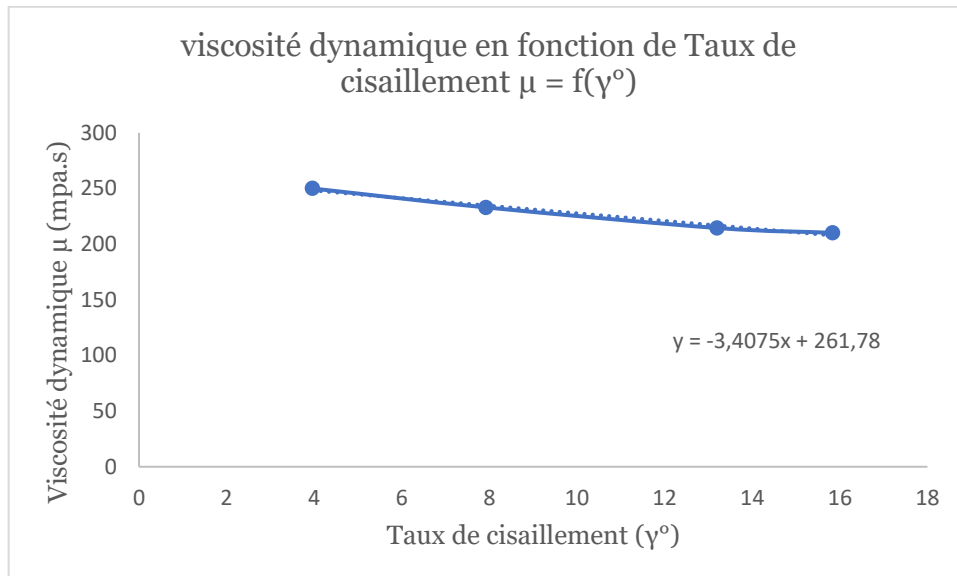


Figure 4 : Viscosité Dynamique en fonction de taux de cisaillement pour l'huile de silicone

A partir de la figure 3, nous constatons que la contrainte de cisaillement varie linéairement par rapport au taux de cisaillement. Sachant que l'intersection entre la courbe et l'axe des ordonnées n'est pas en 0, il existe une ordonnée à l'origine : $y = a x + b$.

Les fluides newtoniens sont caractérisés par l'hypothèse que le tenseur déviateur de contrainte τ est une fonction *linéaire* des composantes du gradient de vitesse ce qui conduit à la dérivation des équations de Navier-Stokes.

L'huile de silicone semble donc se comporter comme un fluide Newtonien et si l'on peut négliger l'ordonnée à l'origine b devant la valeur de viscosité, on peut alors affirmer que l'huile de silicone est un fluide **Newtonien**.

2.3. Nature Rhéologique

D'après le graphique de la figure 3 ; nous pouvons constater que l'huile de silicone suit une variation linéaire avec le taux de cisaillement, il s'agit donc d'un fluide **Newtonien**.

2.4. Viscosité Dynamique à la Température Ambiante

Connaissant la loi de viscosité en fonction de la température, nous pouvons donc obtenir la viscosité dynamique à la température ambiante pour le viscosimètre rotatif qui peut se calculer comme suit :

Nous avons la loi de $\mu=f(T)$ suivante :

$$\mu = e^{m(\frac{1}{T})+b}$$

2.5. Estimation des Erreurs

Pour cette deuxième partie, nous avons été amenés à manipuler un nouvel appareil et à estimer d'autres grandeurs, il nous faut donc de nouveau évaluer les incertitudes :

Incertitudes	1	2	3	4	5	6	σ (ecart-Type)
μ 1 pour 3 tr/mn	250	245	253	260	248	250	5,138093031
μ 2 pour 6 tr/mn	233	238	230	240	233	235	3,656045222
μ 3 pour 10 tr/mn	215	222	220	225	214,5	210	5,547521969
μ 4 pour 12 tr/mn	210	202	215	210	210	212	4,308905507

Pour calculer les erreurs nous avons utilisé l'écart type σ :

$$\text{écart-type } \sigma_{\text{échantillon}} = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n - 1}}$$

2.6. Remarques et Conclusion

L'huile de silicone est une huile au comportement rhéologique Newtonien comme nous avons pu le démontrer au cours de ces expériences, cependant sa dénomination (V1000) indique qu'à partir d'un taux de cisaillement important (10 fois supérieur à notre étude) elle se fluidifie de manière à faciliter l'écoulement.

Dans notre cas, elle se comporte comme un fluide newtonien c'est-à-dire que la viscosité (ou rapport de la contrainte de cisaillement au gradient de vitesse) est constante et indépendante du gradient de vitesse. Dans ce cas, la viscosité apparente est identique à la viscosité extrapolée à gradient de vitesse nul.

3. Partie 3 : Viscosimètre Rotatif « Mélange Blédine/Eau »

3.1 Objectif

L'objectif de la manipulation est d'étudier l'influence de la contrainte de cisaillement sur la viscosité dynamique et de déduire par la suite la nature rhéologique des fluides en fonction de leurs comportements.

3.2 Résultats Expérimentaux

Nous allons mesurer les viscosités du mélange Blédine-eau pour différentes vitesses du viscosimètre rotatif allant de 1 à 50 Tr/min représentées dans ce tableau :

Vitesse (N) tr/min	Viscosité dynamique mesure 1	Mesure2	Mesure3	Mesure4	Mesure5	Mesure6	μ moyenne	Taux de cisaillement	Contrainte de cisaillement
1	285	252	252	246	228	213	246	1,32	324,72
2	160	141	157	132	122	111	137,166667	2,64	362,12
3	76	63	67	71	66	69	68,6666667	3,96	271,92
6	80	75	67	73	71	64	71,6666667	7,92	567,6
10	52	49	51	51	51	53	51,1666667	13,2	675,4
12	48	51	49	49	49	51	49,5	15,84	784,08
20	33	34	35	35	34	35	34,3333333	26,4	906,4
30	30	30	30	30	30	30	30	39,6	1188
50	22	22	22	22	22	22	22	66	1452

Tableau 3 : Tableau de résultats Expérimentaux sur l'huile de silicone dans le viscosimètre rotatif

Nous représentons la courbe de la contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement concernant le mélange Blédine-Eau :

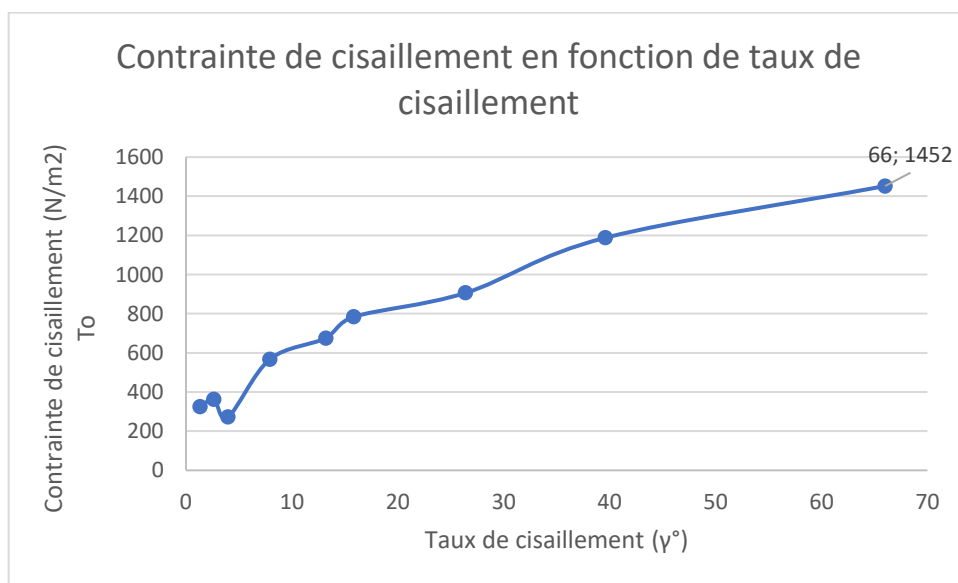


Figure 5 : Contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement pour Blédine-eau

Nous représentons la courbe de la viscosité dynamique en fonction de taux de cisaillement concernant le mélange Blédine-Eau :

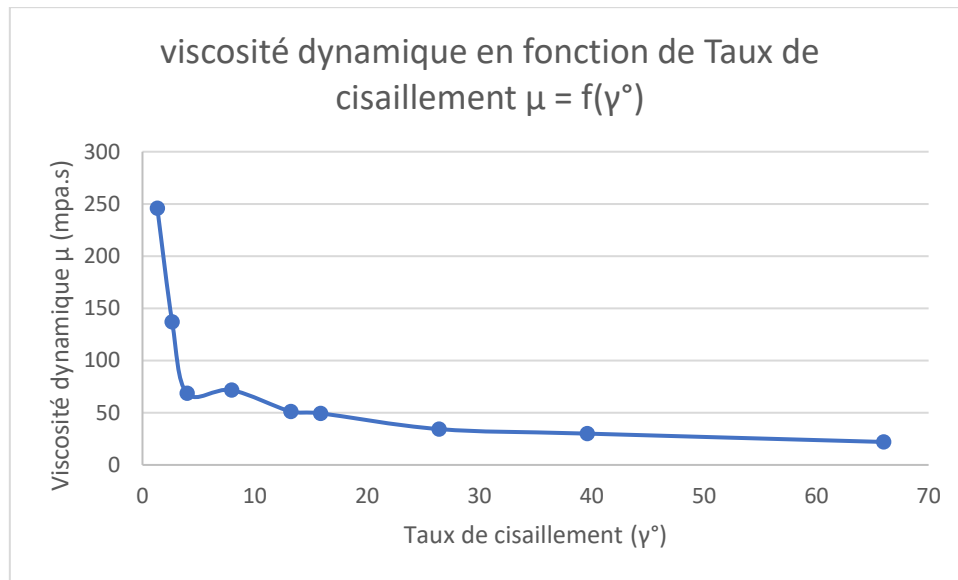


Figure 6 : Viscosité dynamique en fonction de taux de cisaillement pour le mélange Blédine-Eau

A partir de la figure 3, nous constatons que la contrainte de cisaillement varie avec le taux de cisaillement sans être pour autant linéaire ; ce mélange n'est donc pas un fluide Newtonien.

Ceci est vérifié également par la figure 6, nous remarquons bien que la viscosité diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement de façon exponentiellement décroissante contrairement au fluides Newtoniens.

3.3 Nature Rhéologique

D'après le graphique de la figure 3 ; nous pouvons constater que le mélange Blédine-eau est un fluide **Rhéofluidifiant**, c'est donc un fluide non Newtonien qui est moins visqueux à mesure qu'on lui applique une contrainte de façon à facilement s'appliquer et ne pas couler une fois déposé.

3.4 Estimation des Erreurs

Le tableau ci-dessous présente l'ensemble des résultats et de leurs répétitions permettant d'estimer l'erreur commise au cours de l'expérimentation.

Incertitude	1	2	3	4	5	6	σ Écart-type
1 tr/mn	285	252	252	246	228	213	24,5193801
2 tr/mn	160	141	157	132	122	111	19,3433882
3 tr/mn	76	63	67	71	66	69	4,50185147
6 tr/mn	80	75	67	73	71	64	5,71547607
10 tr/mn	52	49	51	51	51	53	1,32916014
12 tr/mn	48	51	49	49	49	51	1,22474487
20 tr/mn	33	34	35	35	34	35	0,81649658
30 tr/mn	30	31	30	31	30	30	0,51639778
50 tr/mn	22	23	22	21	22	22	0,63245553

Pour calculer les erreurs nous allons utiliser l'écart type σ :

$$\text{écart-type } \sigma_{\text{échantillon}} = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n - 1}}$$

3.5 Rapport des vitesses

Une bonne méthode pour caractériser un fluide non newtonien est l'utilisation des rapports des viscosités pour deux vitesses (et donc contraintes) différentes :

v(inf)/v(sup)=2	1,49029126
v(inf)/v(sup)=10	2,28888889

Les deux rapports sont supérieurs à 1, la viscosité entre deux valeurs diminue donc quand la vitesse (ou la contrainte) augmente. Ceci caractérise le comportement d'un fluide rhéofluidifiant.

4. Partie 4 : Viscosimètre Rotatif « Maïzena »

4.1 Objectif

L'objectif de la manipulation est d'étudier l'influence de la contrainte de cisaillement sur la viscosité dynamique et de déduire par la suite la nature rhéologique des fluides en fonction de leurs comportements.

4.2 Résultats Expérimentaux

Nous allons mesurer les viscosités de la maïzena pour différentes vitesses du viscosimètre rotatif allant de 1 à 50 Tr/min représentés dans ce tableau :

Vitesse (N) tr/min	Viscosité dynamique mesure1	Mesure2 μ	Mesure3 μ	Mesure4 μ	Mesure5 μ	Mesure6 μ	μ moyenne	Taux de cisaillement	Contrainte cisaillement
1	48	42	24	24	24	24	31	1,32	31,68
2	15	29	35	31	31	26	27,8333333	2,64	81,84
6	36	36	36	35	36	35	35,6666667	7,92	285,12
10	41	37	39	41	43	44	40,8333333	13,2	528
12	42	42	42	41	40	41	41,3333333	15,84	665,28
30	23	20	18	18	18	18	19,1666667	39,6	1188
50	15,5	15	15,5	15	15	14	15	66	1980

Tableau 4 : Tableau de résultats Expérimentaux sur maïzena dans le viscosimètre rotatif

Nous représentons la courbe de la contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement concernant la maïzena :

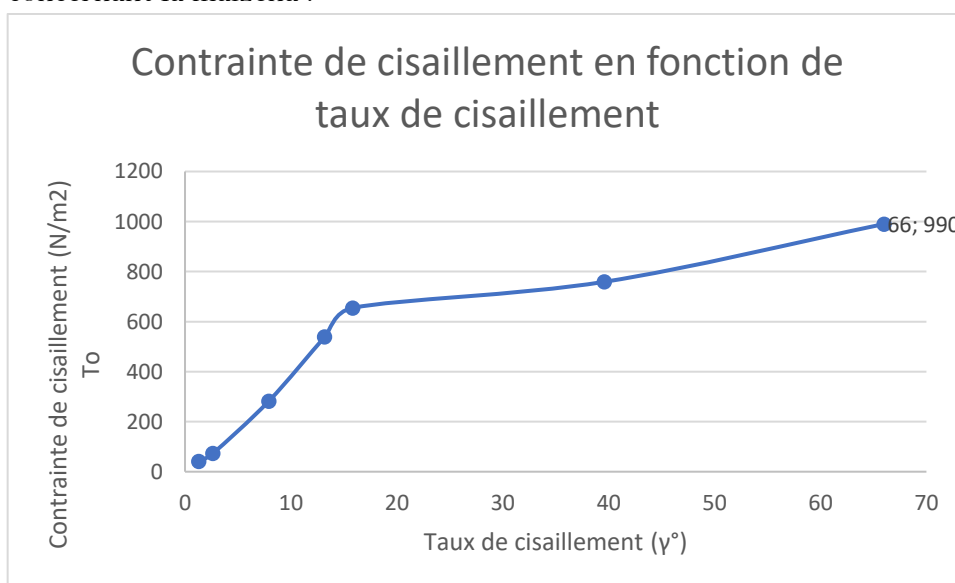


Figure 7 : Contrainte de cisaillement en fonction de taux de cisaillement pour la maïzena

Nous représentons la courbe de la viscosité dynamique en fonction de taux de cisaillement concernant la maïzena :

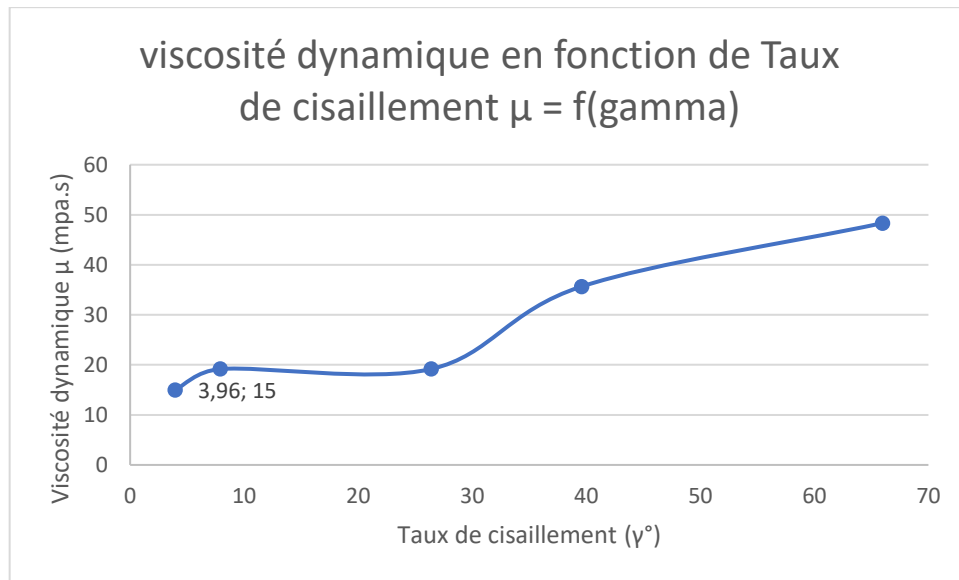


Figure 8 : Viscosité Dynamique en fonction de taux de cisaillement pour la maïzena

A partir de la figure 7, nous constatons que la contrainte de cisaillement augmente avec le taux de cisaillement en étant plutôt logarithmique, la maïzena n'est donc pas un fluide Newtonien.

Ceci est vérifié également par la figure 8, nous remarquons bien que la viscosité varie avec le taux de cisaillement.

4.3 Nature Rhéologique

D'après le graphe de la figure 7 ; nous pouvons constater que la maïzena est un fluide **Rhéoépaississant**, c'est donc un fluide non Newtonien, sa viscosité croît avec l'augmentation de taux de cisaillement.

4.4 Estimation des Erreurs

Incertitude	$\mu 1$	$\mu 2$	$\mu 3$	$\mu 4$	$\mu 5$	$\mu 6$	σ Écart-type
1 tr/mn	48	42	24	24	24	24	11,00908716
2 tr/mn	15	29	35	31	31	26	6,940220938
3 tr/mn	23	42	42	66	60	57	15,78184611
6 tr/mn	36	36	36	35	36	35	0,516397779
10 tr/mn	41	37	39	41	43	44	2,562550813
12 tr/mn	42	42	42	41	40	41	0,816496581
20 tr/mn	31	19	17	17	16	15	5,946988033
30 tr/mn	23	20	18	18	18	18	2,041241452
50 tr/mn	15,5	15	15,5	15	15	14	0,547722558

Pour calculer les erreurs nous allons utiliser l'écart type σ :

$$\text{écart-type } \sigma_{\text{échantillon}} = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n - 1}}$$

4.5 Rapport des vitesses

Une bonne méthode pour caractériser un fluide non newtonien est l'utilisation des rapports des viscosités pour deux vitesses (et donc contraintes) différentes :

$v(\text{inf})/v(\text{sup})=2$	0,86290323
$v(\text{inf})/v(\text{sup})=10$	0,75918367

Nous pouvons constater que les rapports sont inférieurs à 1, autrement dit la viscosité augmente avec la vitesse. Nous avons donc une autre confirmation que le fluide est Rhéoépaississant.

4.6 Remarques et Conclusion

De tous les fluides utilisés ici, seule la nature du mélange à base de Maizena pouvait être déterminé à l'avance, en effet au moment de l'homogénéisé on constate une très forte résistance dans le fond du bécher ou la concentration de Maizena est importante. Ce mélange est rhéoépaississant et plus la contrainte de cisaillement est importante plus le taux de cisaillement le devient également.

Comparaison

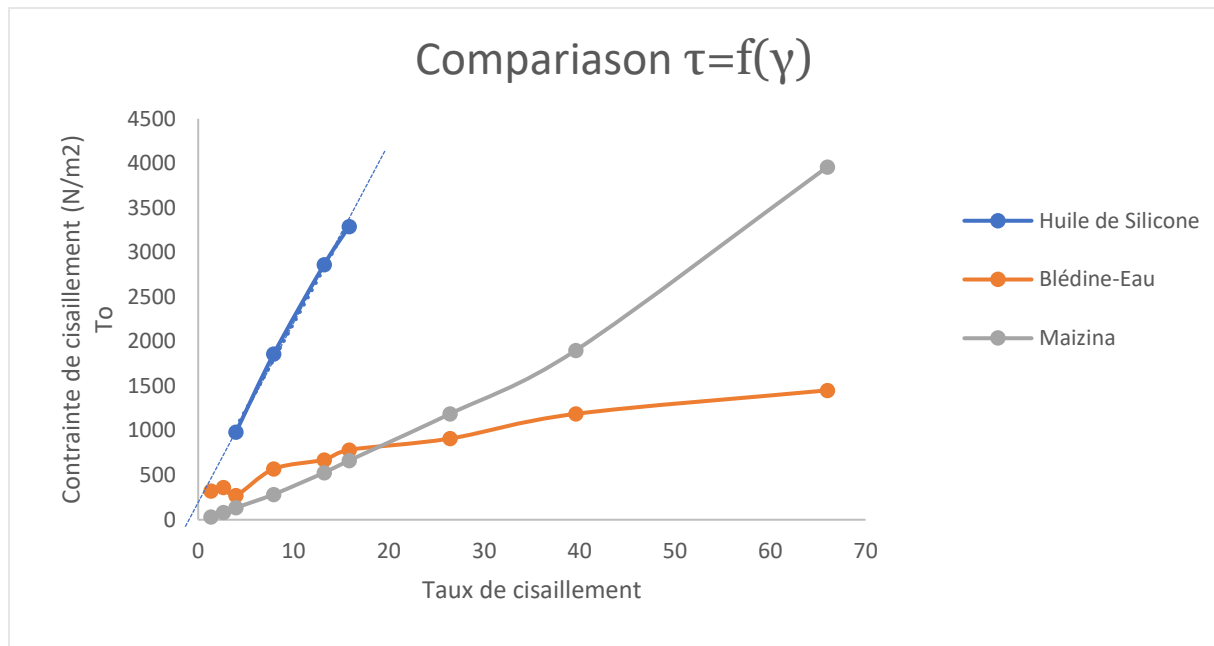


Figure 9 : comparaison du comportement des différents fluides

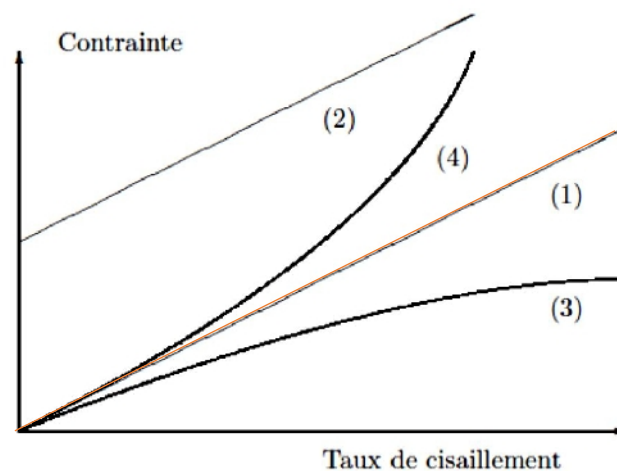


Figure 10 : Fluide (1) Newtonien, (2) de Bingham, (3) Rhéofluidifiant, (4) Rhéoépaississant.

A partir de ces deux figures nous constatons que l'huile de silicone est un fluide newtonien malgré une forte viscosité (pente élevée). Le mélange Blédine-eau est lui très clairement un fluide Non-Newtonien de type Rhéofluidifiant alors que, bien que moins visible, la maïzena est un fluide Non-Newtonien de nature Rhéoépaississante.

Conclusion

Cette étude nous a introduit à la rhéologie et permis d'étudier le comportement de différents fluides en se basant sur la mesure des viscosités. Nous n'avons pas pu retrouver tout à fait la viscosité de l'huile de silicone à 25°C en utilisant deux méthodes différentes, car il nous manquait des points de mesures à basse vitesse ce qui a cependant suffi pour retrouver quelque chose d'assez proche ce qui permet de connecter ces deux méthodes. En effet la diversité du comportement des fluides mène à une grande variété d'expérience et il est important de pouvoir recouper ses résultats.

Le viscosimètre de Couette nous a ensuite permis de départager le comportement des trois fluides présents, l'huile Newtonien, la Blédine Rhéoépaississante et la maïzena Rhéofluidifiante.

L'étude de ces fluides nous a demandé temps et rigueur alors qu'il s'agissait des fluides les plus abordables en termes d'expérience et d'observation du comportement.

Université Paris Est – Marne la Vallée
Faculté des Sciences et Technologie
M1 Mécanique
Année 2017-2018, 2^{er} semestre

Compte rendu du TP
Activités Expérimentales

TP2 : BLOC - ISOTHERME

Thermocouple ; Modèle de
Bloc-isotherme

Dahia CHIBOUTI
Jacques FERHAT

Table de Matières

Introduction	3
TP 2 : Thermocouple – Modèle de Bloc-isotherme.....	4
1. Questions Théoriques	4
1.1 Développement des types thermocouple	4
2. Résultats Expérimentaux	5
3. Coefficient d'échange global, modèle Bloc-isotherme	7
Conclusion.....	11

Introduction

Un thermocouple est un outil de mesure de la température par mesure du potentiel électrique. Il est constitué d'une association de métaux de natures différentes qui créent le potentiel électrique via la Force Electromotrice (FEM) induite lorsqu'ils sont soumis à des températures différentes.

TP 2 : Thermocouple – Modèle de Bloc-isotherme

1. Questions Théoriques

1.1 Développement des types thermocouple

En fonction des métaux utilisés pour constituer le thermocouple, on distingue entre autres les types **K** (Chromel/Alumel) et **N** (Nicrolis/Nisil) qui sont bon marché, **J** (Fer/Constantan), **E** (Chrome/Constantan), **T** (Cuivre/Constantan), ou encore **R-S-B** (Platine-Rodium/Platine). Dans notre étude nous utiliserons un thermocouple de type **K** qui est le plus répandu.

- Premier montage directe :

On a : $V_{lue} = e(A, B, T_x, T_1) - e(A, C, T_1, T_r) - e(A, B, T_1', T_r)$ or $T_1 = T_1'$

D'où : $V_{lue} = e(A, B, T_x, T_1) + e(A, B, T_r, T_1) = e(A, B, T_x, T_1)$

Que l'on notera aussi $V_{lue} = e(A, B, T_x, T_a)$.

En faisant apparaître la température de fusion de l'eau :

$$V_{lue} = e(A, B, T_x, T_0) + e(A, B, T_0, T_a) = e(A, B, T_x, T_a)$$

- Second montage avec référence externe :

De la même manière : $V_{lue} = e(A, B, T_x, T_a) + e(A, B, T_a, T_0) = e(A, B, T_x, T_0)$

- Le troisième montage utilise des câbles de compensation :

Soit $V_{lue} = e(C, A', T_1, T_r) + e(A', A, T_2, T_r) + e(A, B, T_x, T_r) + e(B, B', T_2', T_r) + e(B', C, T_1', T_r)$

Or $T_2 = T_2'$

D'où : $V_{lue} = e(C, A', T_1, T_r) + e(A', A, T_2, T_r) + e(A, B, T_x, T_r) + e(B, B', T_2, T_r) + e(B', C, T_1', T_r)$

Sachant que $e(A', A, T_2, T_r) + e(B, B', T_2, T_r) = e(A', B', T_2, T_r)$

On obtient donc

$$V_{lue} = e(C, A', T_1, T_r) + e(A', B', T_2, T_r) + e(A, B, T_x, T_r) + e(B', C, T_1', T_r)$$

$V_{cal1} = e(A, B, T_{bain}, T_0)$; $V_{cal2} = e(A, B, T_{bol}, T_0) \rightarrow V_{cal2} - V_{cal1} = e(A, B, T_{bol}, T_{bain})$

2. Résultats Expérimentaux

V_{cal1} mesure la tension du thermocouple selon le montage de la figure 4 du TP alors que V_{cal3} mesure la tension du thermocouple directement et V_{cal2} celle du thermocouple plongé dans une température de référence. Il faudra donc appliquer une compensation si l'on souhaite aboutir à la lecture de la température via V_{cal1} alors que V_{cal3} nous permet directement de la lire.

Ci-dessous voici les résultats obtenus lors de l'expérience :

T_e (°C)	V_e (μV)	V_{CAL1} (mV)	V_{CAL2}	V_{CAL3}	T_{cal1}	T_{cal2}	T_{cal3}
30	1203	1,2	-1,21	0,0033	59,18	-0,37	29,88
40	1611	1,608	-1,2782	0,3428	71	0,22	40,41
50	2022	2,0174	-1,3128	0,7176	81,86	0,37	50,5
60	2436	2,4308	-1,3281	1,1018	91,77	-0,22	59,89
70	2850	2,8468	-1,3512	1,499	102,78	0,38	70,35
80	3266	3,26	-1,3735	1,8977	112,9	-0,18	80,04

$ABS(V_{cal2}-V_{cal3})$	$V_{CAL2}-V_{CAL3}$	$V_{Cal2-Cal3}-V_e$	$V_{CAL1}-V_e$
1,2133	-1,2133	-2416,3	-1201,8
1,621	-1,621	-3232	-1609,392
2,0304	-2,0304	-4052,4	-2019,9826
2,4299	-2,4299	-4865,9	-2433,5692
2,8502	-2,8502	-5700,2	-2847,1532
3,2712	-3,2712	-6537,2	-3262,74

Les tables nous donnent les tensions induites par une jonction de références plongée dans un bain à 0°C ce qui nous permet de remonter à la température de la soudure chaude sur notre montage.

$$V_{cal1} = e(A, B, T_{bain}, T_1);$$

$$V_{cal2} = e(A, B, T_{becher}, T_{bain}) + e(A, B, T_0, T_{becher}) = e(A, B, T_{bain}, T_0)$$

$$V_{cal3} = e(A, B, T_{becher}, T_{bain}) + e(C, B, T_{becher}, T_1) = e(A, C, T_{bain}, T_1)$$

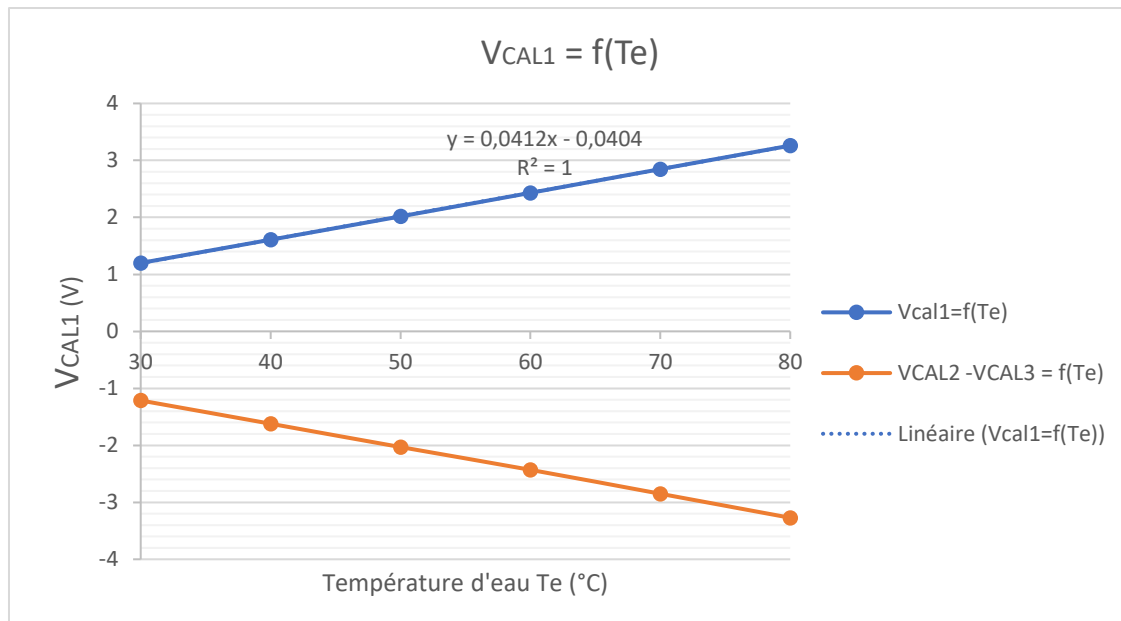
$$V_{cal2} - V_{cal3} = e(A, B, T_{becher}, T_{bain}) + e(A, B, T_0, T_{becher}) - \{e(A, B, T_{becher}, T_{bain}) + e(C, B, T_{becher}, T_1)\}$$

$$V_{cal2} - V_{cal3} = e(A, B, T_1, T_{bain})$$

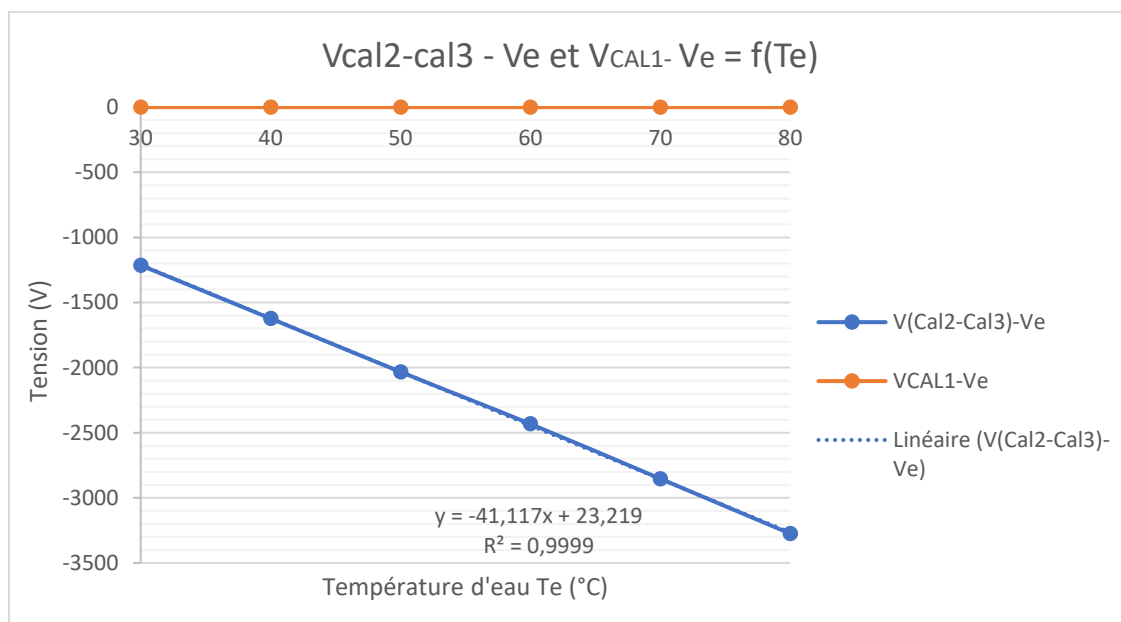
$$\boxed{V_{cal2} - V_{cal3} = -e(A, B, T_{bain}, T_1) = -V_{cal1}}$$

A partir de ce résultat, on voit que $V_{cal2} - V_{cal3}$ est l'inverse de V_{cal1} .

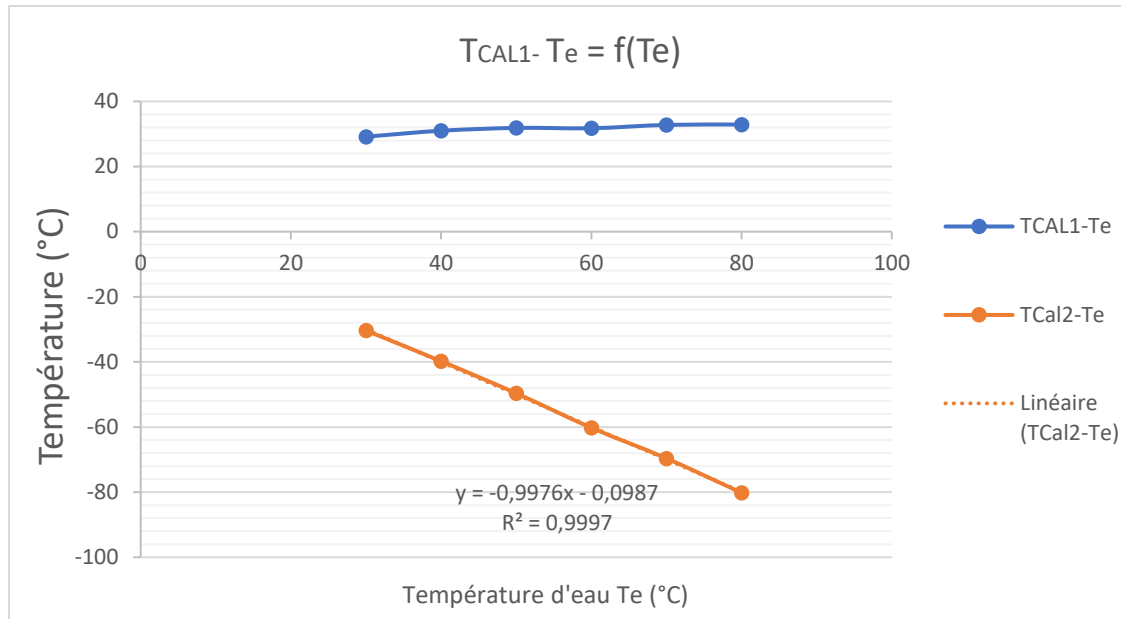
C'est ce que le graphe suivant nous montre



Nous avons obtenu une symétrie entre V_{CAL1} et V_{CAL2-3} , ce qui signifie qu'en prenant le rapport dans le sens opposé (où la valeur absolue ici) les courbes se superposent. Nous obtenons les mêmes résultats avec le montage direct et par compensation.



En comparant ces deux montages aux tables internationales qui nous permettent d'obtenir V_e nous observons que V_{CAL1} est vraiment très proche alors que V_{CAL2-3} présente une dérive linéaire et s'en éloigne de plus en plus à mesure que la température mesurée est importante. Cela permet donc de comparer les résultats de notre expérience avec les données des tables internationales et nous prouve que montage par compensation est plus précis que le montage direct.



A fortiori nous observons les mêmes tendances sur l'évolution de la température.

3. Coefficient d'échange global, modèle Bloc-isotherme

Dans cette seconde partie nous couplerons l'usage des thermocouples et celui de l'hypothèse du Bloc Isotherme afin de déterminer le coefficient d'échange global entre un fluide à différentes températures et un cylindre en métal.

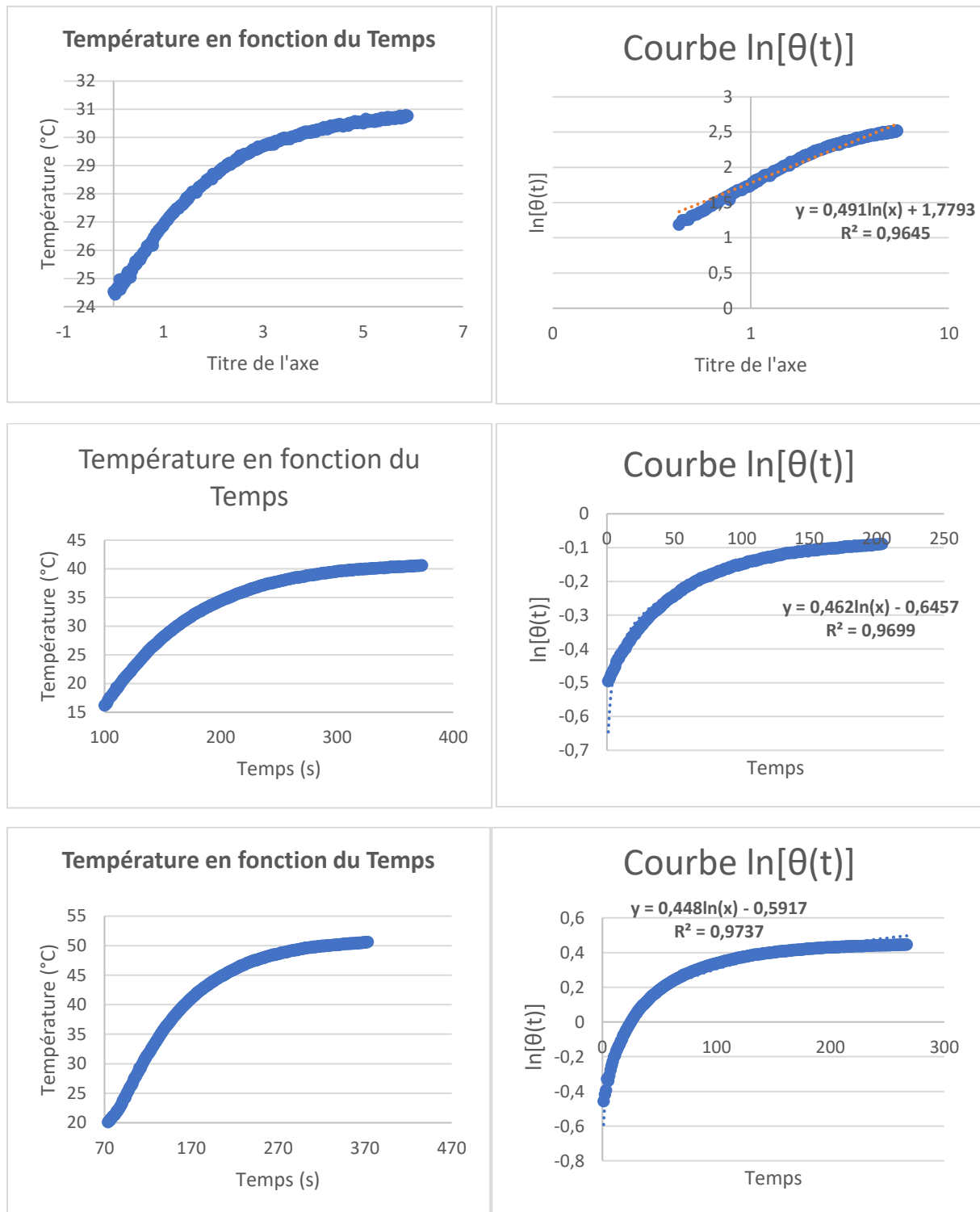
Pour rappel la théorie du BI nous permet à partir du bilan thermique du cylindre :

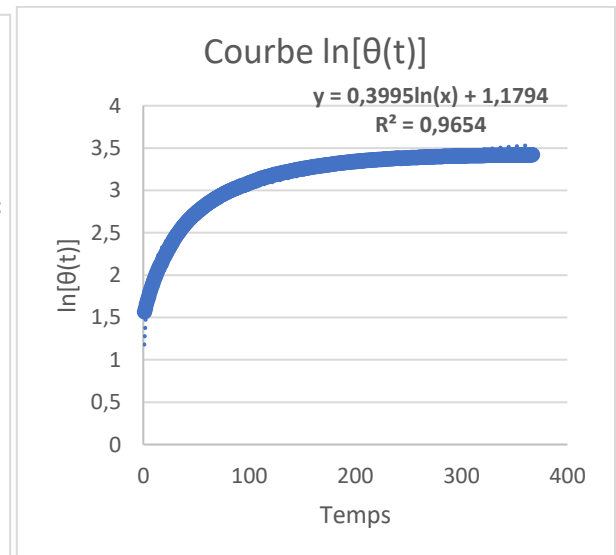
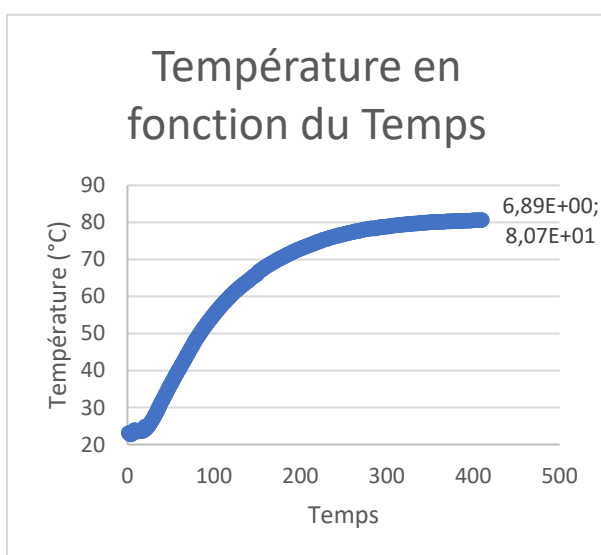
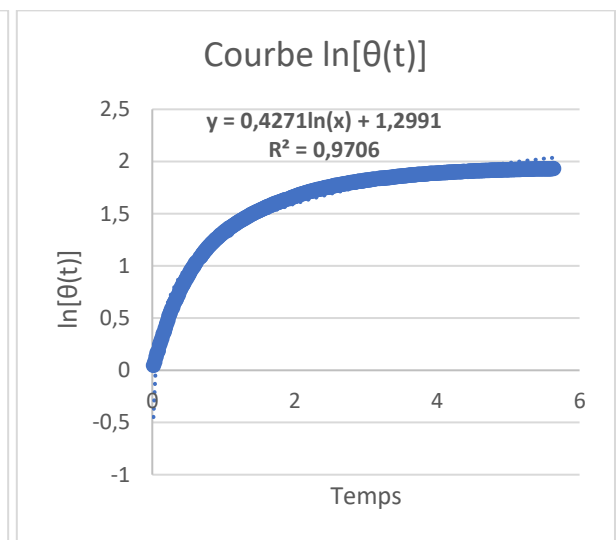
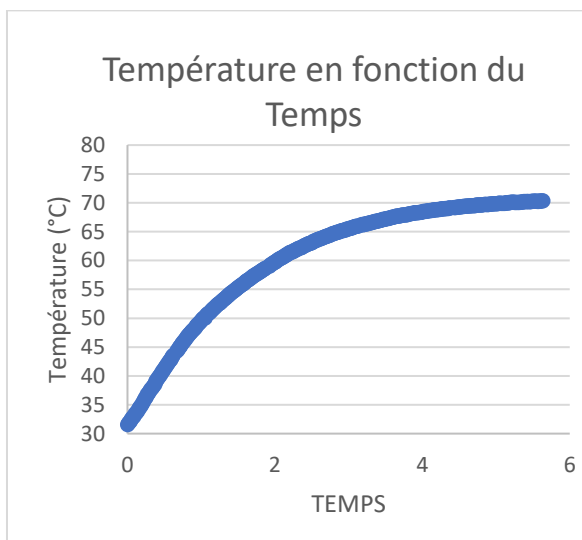
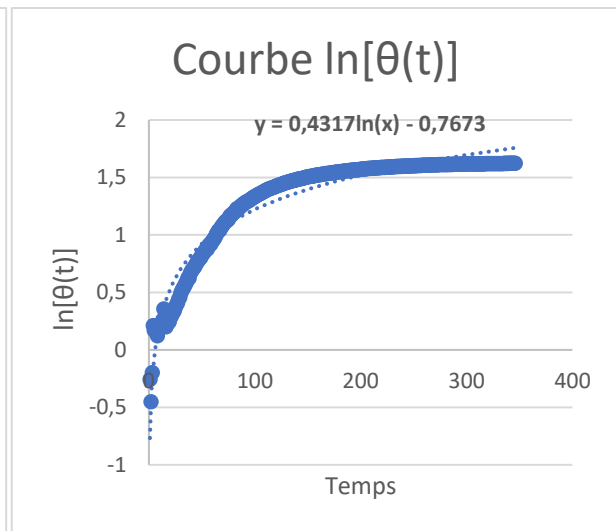
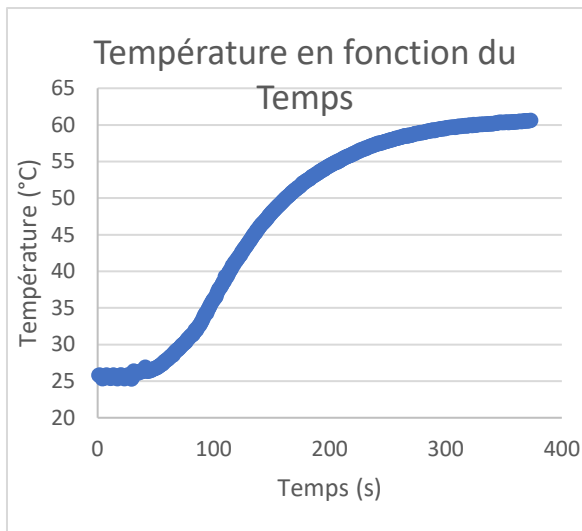
$$\rho c V dT = -hS(T - T_{\infty})dt \text{ D'exprimer la température : } T(t) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty})e^{-\frac{t}{\tau}}$$

Avec la constante de de temps : $\tau = \frac{\rho c V}{hS}$

A l'aide d'une carte d'acquisition **INet 200** ainsi que du logiciel **Instrunet** nous relevons l'évolution de la température au centre du cylindre au cours du temps.

Après le passage en température adimensionnelle nous traçons la courbe $\ln[\theta(t)] = \ln\left(\frac{T(t) - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}}\right)$ en fonction de la température que nous interpolons afin d'obtenir le temps caractéristique τ .

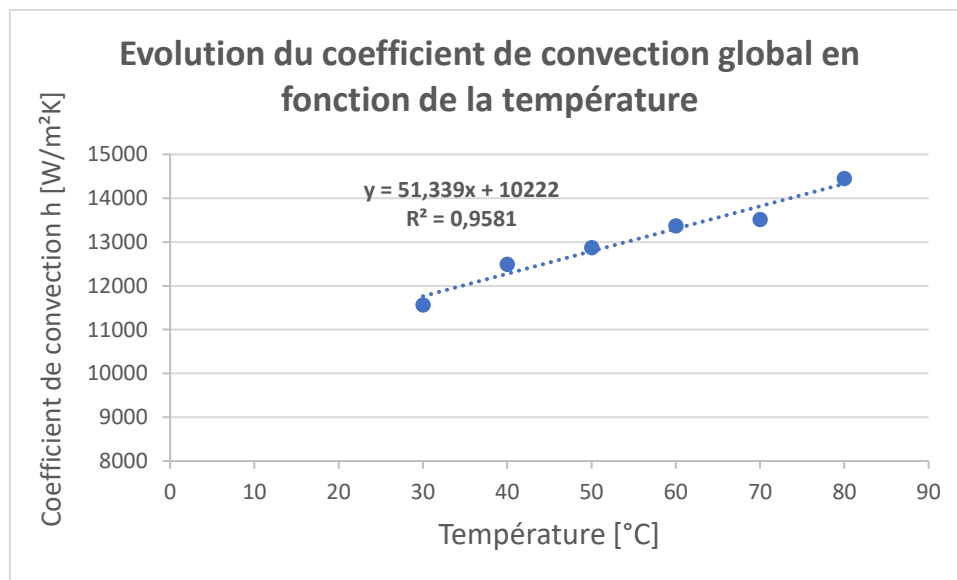




Le coefficient directeur vaut τ d'où $h = \frac{\rho c v}{\tau s}$. Avec $\begin{cases} \rho = 2707 \text{ kg/m}^3 \\ c = 0.896 \text{ kJ/kgK} \\ \frac{v}{s} = 2.38E^{-3} \text{ m}^2 \end{cases}$

T°C	τ	h
30	0,491	11568,7039
40	0,462	12494,8557
50	0,4485	12870,955
60	0,4317	13371,84
70	0,4271	13515,8589
80	0,3995	14449,6204

Nous remarquons qu'avec l'augmentation de la température le temps caractéristique diminue. De manière corrélée on voit donc le coefficient d'échange augmenter, sa valeur reste dans un intervalle de coefficient d'échange fluide-solide cohérent.



Nous remarquons que le coefficient d'échange de chaleur varie linéairement, il augmente avec l'augmentation de la température ; il est proportionnel à la température.

Enfin nous vérifions l'hypothèse du Bloc Isotherme en vérifiant le nombre de Biot :

$$Bi = \frac{h \cdot Lc}{k}$$

T°C	h	Bi
30	11568,7039	0,01856235
40	12494,8557	0,01964952
50	12870,955	0,02090318
60	13371,84	0,0245728
70	13515,8589	0,02505286
80	14449,6204	0,0281654

A partir de ce tableau, nous constatons que le nombre de Biot est inférieur $Bi < 0.05$; le modèle de bloc isotherme est donc applicable.

Conclusion

Nous sommes fréquemment amenés à utiliser des thermocouples lors de nos TP, celui-ci nous a permis de nous familiariser avec leur implémentation et leur fonctionnement. Nous avons ainsi vu qu'outre les différents types de thermocouple, liés à leur composition, différents montages peuvent être réalisés pour limiter l'influence des câbles utilisés ou changer la température de référence.

En utilisant ces mêmes thermocouples nous avons d'ailleurs pu utiliser le modèle du bloc isotherme dans un cylindre en acier pour déterminer son coefficient d'échange avec l'eau.

Université Paris Est – Marne la Vallée
Faculté des Sciences et Technologie
M1 Mécanique
Année 2017-2018, 2^{er} semestre

Compte rendu du TP
Activités Expérimentales

TP 3 : ECHANGEURS
Contre et Co Courant

Dahia CHIBOUTI
Jacques FERHAT

Table de Matières

Introduction	3
TP 3 : Echangeurs à Contre et Co Courant	4
1. Partie 1 : Contre-Courant.....	4
1.1. Résultats Expérimentaux.....	4
1.2. Estimation des Erreurs.....	4
1.3. Flux de Chaleur, Coefficient Global	4
1.4. Profil de Températures.....	8
2. Partie 2 : Co-Courant.....	10
2.1. Résultats Expérimentaux.....	10
2.2. Estimation des Erreurs.....	10
2.3. Flux de Chaleur, Coefficient Global et DT_{ml}	10
2.4. Profil de Températures.....	11
Comparaison	12
Conclusion.....	13

Introduction

Les échangeurs sont massivement utilisés dans l'industrie et se sont fortement diversifiés avec leur application et leur optimisation. Mais quel que soit le niveau de complexité qu'il atteint, l'ingénieur se ramène toujours à un modèle (ou une somme) théorique plus simple de manière à pouvoir juger la pertinence de son installation. Au cours de ce TP nous serons confrontés à une problématique similaire et après avoir comparés le fonctionnement d'un échangeur en mode co-courant et contre-courant nous les confronterons avec le modèle théorique.

TP 3 : Echangeurs à Contre et Co Courant

1. Partie 1 : Contre-Courant

1.1. Résultats Expérimentaux

Nous représentons dans ce tableau les différentes mesures de températures du fluide chaud et froid à l'entrée et à la sortie effectuées lors de la réalisation de ce travail pour le cas contre-courant :

Débit [L/min]	Te,c	Tm,c	Ts,c	Te,f	Tm,f	Ts,f	ΔT_{ml}
0,5	56,9	49,6	47,5	17,1	21,8	26,9	30,200
0,48	56,9	49	46,7	17,1	21,7	26,8	29,849
1,02	56,6	44,2	41,2	15,5	17,5	20,2	30,740
2	56	40,8	37,1	13,3	14,2	15,6	31,371
Q _{max} = 2,75	55,7	42,8	40,3	11,8	12,6	13,9	34,727

1.2. Estimation des Erreurs

Dans le but d'estimer les incertitudes sur nos mesures, nous avons relevés différents débits et températures toutes les 10secondes pendant une minute.

Incertitudes	1	2	3	4	5	6	σ (ecart-Type)
Débit Q	1,03	1,02	0,99	1,02	1,02	1,03	0,0147196
Température T3 à Q=0,5	47,6	47,5	47,4	47,2	47,1	47,2	0,19663842
Température T2 à Q=2	40,8	40,7	40,8	40,7	40,8	40,8	0,05163978

Pour calculer les erreurs nous allons utiliser l'écart type σ :

$$\text{écart-type } \sigma_{\text{échantillon}} = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n - 1}}$$

1.3. Flux de Chaleur, Coefficient Global

Après avoir effectué toutes les mesures, nous allons par la suite calculer les flux. En utilisant le tableau 1 et 2 de l'annexe et en interpolant les données, nous pourrions en déduire les expressions de la chaleur spécifique et la masse volumique en fonction de la température.

°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Moyenne	σ
0	4,1274	4,2138	4,2104	4,2074	4,2045	4,2019	4,1996	4,1974	4,1954	4,1936	4,19514	0,024678
10	4,1919	4,1904	4,189	4,1877	4,1866	4,1855	4,1846	4,1837	4,1829	4,1822	4,18645	0,003265
20	4,1816	4,181	4,1805	4,1801	4,1797	4,1793	4,179	4,1787	4,1785	4,1783	4,17967	0,001113
30	4,1782	4,1781	4,178	4,178	4,1779	4,1779	4,178	4,178	4,1781	4,1782	4,17804	0,000107
40	4,1783	4,1784	4,1786	4,1788	4,1789	4,1792	4,1794	4,1796	4,1799	4,1801	4,17912	0,000623
50	4,1804	4,1807	4,1811	4,1814	4,1817	4,1821	4,1825	4,1829	4,1833	4,1837	4,18198	0,001113
60	4,1841	4,1846	4,185	4,1855	4,186	4,1865	4,1871	4,1876	4,1882	4,1887	4,18633	0,001559
70	4,1893	4,1899	4,1905	4,1912	4,1918	4,1925	4,1932	4,1939	4,1946	4,1954	4,19223	0,002047

Tracé et interpolation :

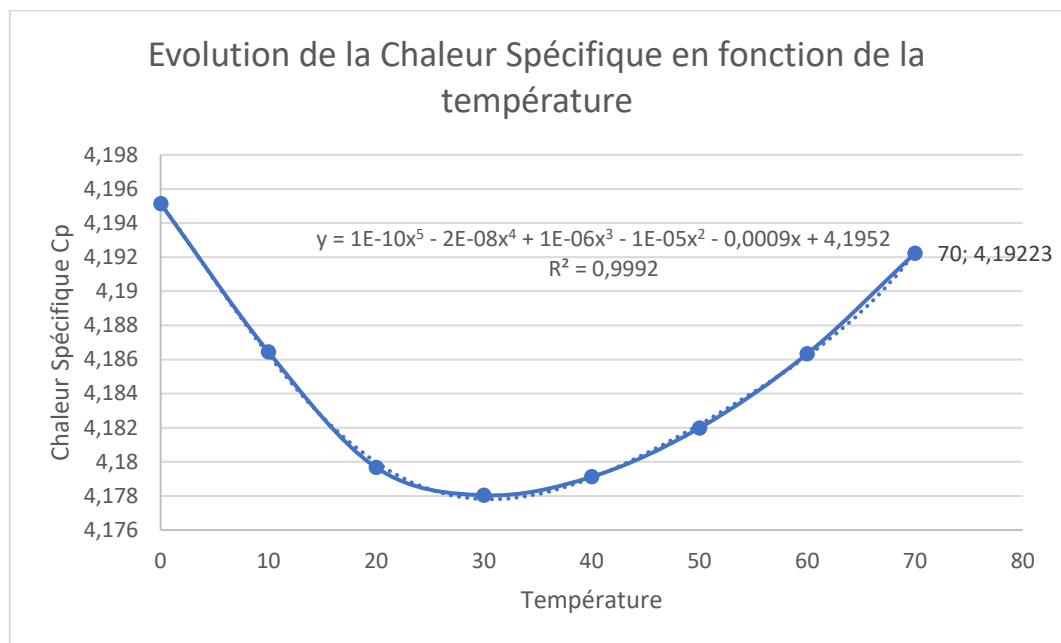


Figure 1 : Interpolation des données sur la Chaleur spécifique de l'eau

Nous procédons de même pour la masse volumique :

°C	0	2	4	6	8	M	σ
0	999,8	999,9	999,9	999,9	999,9	999,88	0,044721
10	999,7	999,5	999,2	998,9	998,6	999,18	0,443847
20	998,2	997,8	997,3	996,8	996,2	997,26	0,792465
30	995,7	995	994,4	993,7	993	994,36	1,059717
40	992,2	991,4	990,6	989,8	988,9	990,58	1,296919
50	988	987,1	986,2	985,2	984,2	986,14	1,502664
60	983,2	982,2	981,1	980	978,9	981,08	1,707923
70	977,8	976,6	975,4	974,2	973	975,4	1,897367

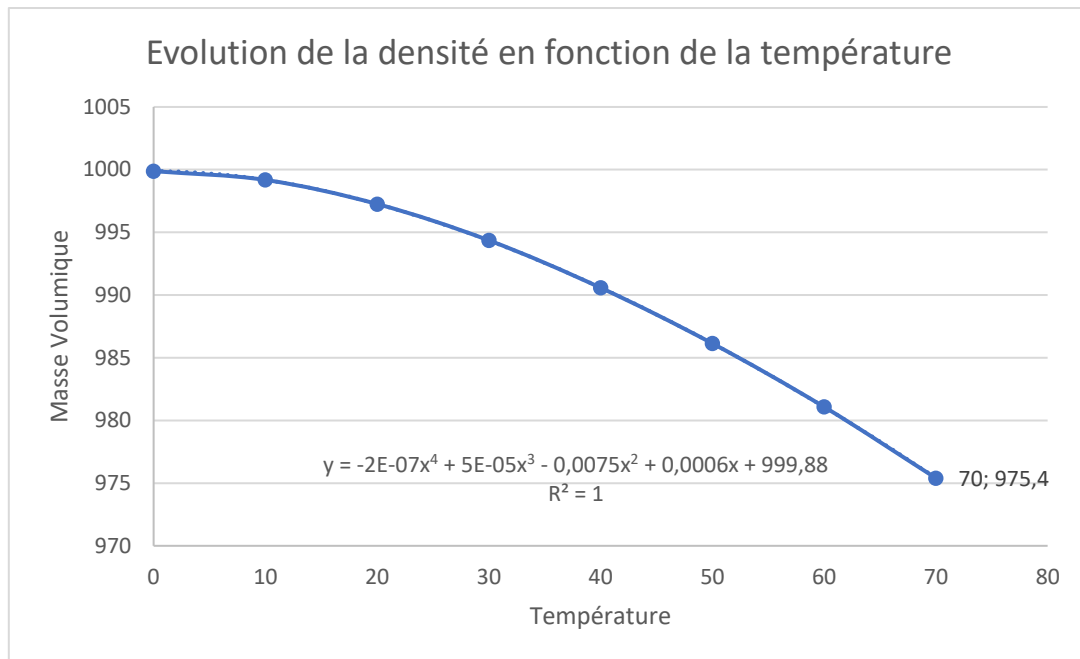


Figure 2 : Interpolation des données sur la densité de l'eau

Une fois l'expression de la chaleur spécifique et celle de la masse volumique est obtenue, nous sommes à même de calculer les flux de chaleur du côté froid et chaud en tenant compte des variations de la température, ainsi que le rapport entre les flux et la température logarithmique :

$$\phi = \dot{m} c_p \Delta T$$

Avec :

\dot{m} : débit massique qui est le produit entre le débit volumique Q et la masse volumique ρ

- La masse volumique étant calculée à partir de la formule retrouvée précédemment :

$$\rho = -2E-07 T^4 + 5E-05 T^3 - 0,0075 T^2 + 0,0006 T + 999,88$$

- La chaleur spécifique C_p est calculée à partir de la formule retrouvée précédemment également :

$$C_p = 1E-10 T^5 - 2E-08 T^4 + 1E-06 T^3 - 1E-05 T^2 - 0,0009 T + 4,1952$$

- La moyenne logarithmique des différences de Températures ΔT_{ml}

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln \left[\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}} \right]}$$

- Le Rapport des flux $\eta = \Phi_c / \Phi_f * 100$:

Nous savons que les flux se conservent donc le rendement devrait être égale à 100, cependant en raison des pertes avec l'extérieur nous ne vérifierons jamais cela lors d'une expérience. En effet bien que le fluide froid soit quelque peu isolé grâce à une conduite en plexiglass les échanges avec le milieu ambiant existes et ces derniers peuvent être positifs comme négatifs selon que la température soit supérieure ou inférieure au fluide froid. En outre, le TP étant réalisée devant une large vitre exposée au soleil, un flux de chaleur par rayonnement peut aussi avoir lieu, alors que cette source n'est pas prise en compte.

Φ_c	Φ_f	Φ_f à $T_e \sim 17$	KSe	$\Phi_c - \Phi_f$	$\eta = \Phi_c / \Phi_f * 100$	ΔT_{ml}
321,183	340,044	343,514	10,635	-18,861	94,453	30,200
334,732	323,124	326,456	11,214	11,608	103,592	29,849
1077,616	333,264	226,903	35,056	744,352	323,352	30,740
2598,793	320,182	-194,893	82,840	2278,611	811,662	31,371
2907,992	402,204	-593,730	83,740	2505,788	723,014	34,727

Nous avons dans un premier temps une efficacité de **94%** ce qui est excellent, puis nous passons à **103** pour ensuite continuer d'augmenter à des niveaux peu probables qui, compte tenu de nos soucis d'expérimentations, ne peuvent être retenus. On voit cependant dans ce tableau que le flux chaud augmente avec le débit, ce qui paraît normal, alors que le flux froid est relativement stable ce qui ne devrait pas arriver. Cela confirme l'impact de la baisse de température d'entrée sur notre expérience.

Néanmoins la première ligne, ainsi que la répétition de cette mesure, permettent d'obtenir un résultat sur l'efficacité de l'échangeur à contre-courant bien que nous ne puissions pas établir davantage de donnée quant à sa variation avec le débit.

1.4. Profil de Températures

Dans la figure suivante, nous représentons sur un même graphique les profils de températures pour les différents thermocouples du fluide chaud et froid.

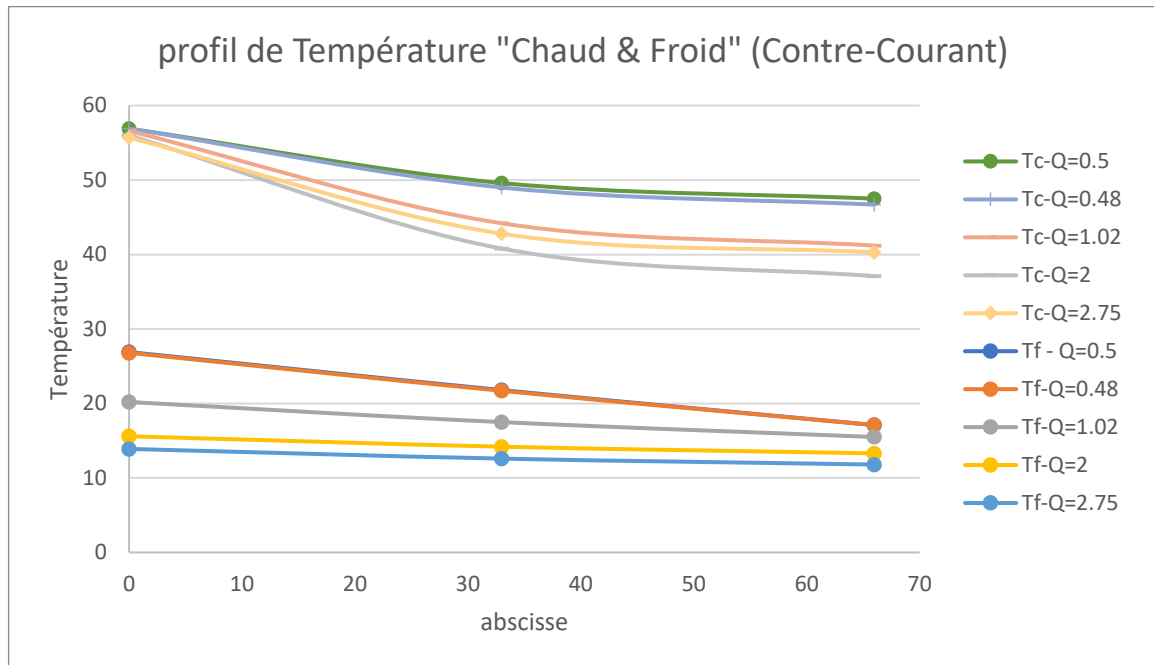
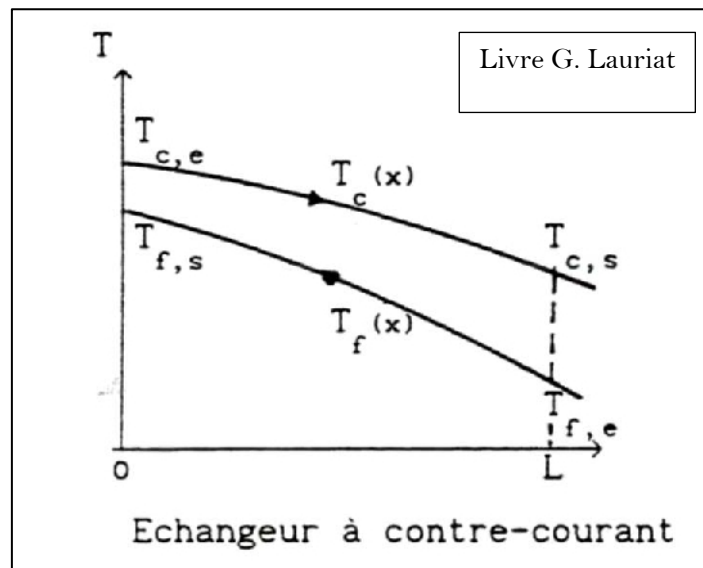


Figure 3 : Profil des Températures Côtés Chaud et Froid



Nous remarquons à partir de la figure 3 que la température de l'eau chaude à la sortie tend à diminuer et la température de l'eau froide à la sortie tend à augmenter tandis qu'elle se réchauffe. Cependant nous notons que le profil est inversé pour le fluide chaud en présentant un échange très fort en entrée qui tend à stagner après le milieu de la conduite, ce qui signifie que le flux est très faible dans toute cette partie. Mais surtout nous remarquons que la partie froide présente une tendance fortement linéaire.

- Calcul du Coefficient de transfert global

Le coefficient de transfert global est lié au flux échangé ainsi qu'à l'écart de température logarithmique par la formule suivante :

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

Vu que nous avons déjà calculé les flux et la moyenne logarithmique des différences de températures, nous pouvons par la suite calculer les coefficients de transfert global. Les résultats sont représentés dans le tableau 5.

- Calcul de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{\Delta T^*}{\Delta T_{max}}$$

Débit [L/min]	Te,c	Tm,c	Ts,c	Te,f	Tm,f	Ts,f	ΔT_{ml}	$(\dot{m} C_p)_c$	$(\dot{m} C_p)_f$	Efficacité
0,5	56,9	49,6	47,5	17,1	21,8	26,9	69,5370532	2050,1045	2081,90149	0,268
0,48	56,9	49	46,7	17,1	21,7	26,8	68,7305579	1969,01182	1998,70815	0,290
1,02	56,6	44,2	41,2	15,5	17,5	20,2	70,7820542	4198,50584	4254,43857	0,394
2	56	40,8	37,1	13,3	14,2	15,6	72,235342	8250,13692	8352,56949	0,452
2,75	55,7	42,8	40,3	11,8	12,6	13,9	79,9608388	11329,8387	11491,5508	0,357

Nous remarquons que le débit calorifique $(\dot{m}C_p)$ chaud est, dans tous les cas, inférieur au débit calorifique froid ; donc la relation de l'efficacité doit s'écrire de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{(T_{c,e} - T_{c,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})}$$

A partir de ces résultats, nous remarquons que la meilleure efficacité dans notre cas est égale à **0.45** ce qui reste assez faible, cet échangeur n'est pas efficace. Pour être efficace il faudrait que l'efficacité soit proche de 1 de telle sorte que l'ensemble du flux de chaleur du fluide chaud soit transféré vers le fluide froid.

Nous pouvons également observer que l'efficacité semble stagner pour les débits supérieurs à **>1** ce qui impliquerait que le débit limitant n'est plus celui du fluide froid mais celle du fluide chaud. Nous ne pouvons malheureusement pas être certain puisqu'au cours de cette expérience le débitmètre du fluide chaud n'était pas opérationnel et qu'une baisse drastique de la température d'entrée du fluide froid (qui paraît peu réaliste) pourrait également avoir perturbé nos résultats comme en atteste l'évolution de l'efficacité.

2. Partie 2 : Co-Courant

2.1. Résultats Expérimentaux

Nous représentons dans ce tableau les différentes mesures de températures du fluide chaud et froid à l'entrée et à la sortie effectuées lors de la réalisation de ce travail pour le cas co-courant :

Débit [L/min]	Te,c	Tm,c	Ts,c	Te,f	Tm,f	Ts,f	ΔT _{ml}
0,47	56,1	50,9	49	14,7	25,2	31,8	27,551
1	56	50	46,7	13,2	19	23,3	32,130
2	55,8	48,9	44,6	11,8	15,3	17,9	34,633
2,75	55,7	48,4	43,7	11,3	14,1	16,6	35,041

2.2. Estimation des Erreurs

Incertitudes	1	2	3	4	5	6	σ (ecart-Type)
Q:	1,03	1,02	0,99	1,02	1,02	1,03	0,0147196
T à Q=0,5	47,6	47,5	47,4	47,2	47,1	47,2	0,19663842
T2	40,8	40,7	40,8	40,7	40,8	40,8	0,05163978

Pour calculer les erreurs nous allons utiliser l'écart type σ :

$$\text{écart-type } \sigma_{\text{échantillon}} = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n - 1}}$$

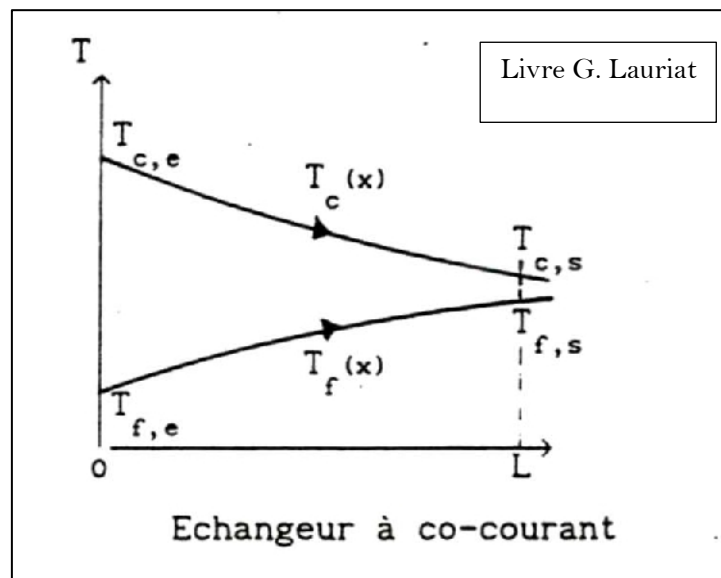
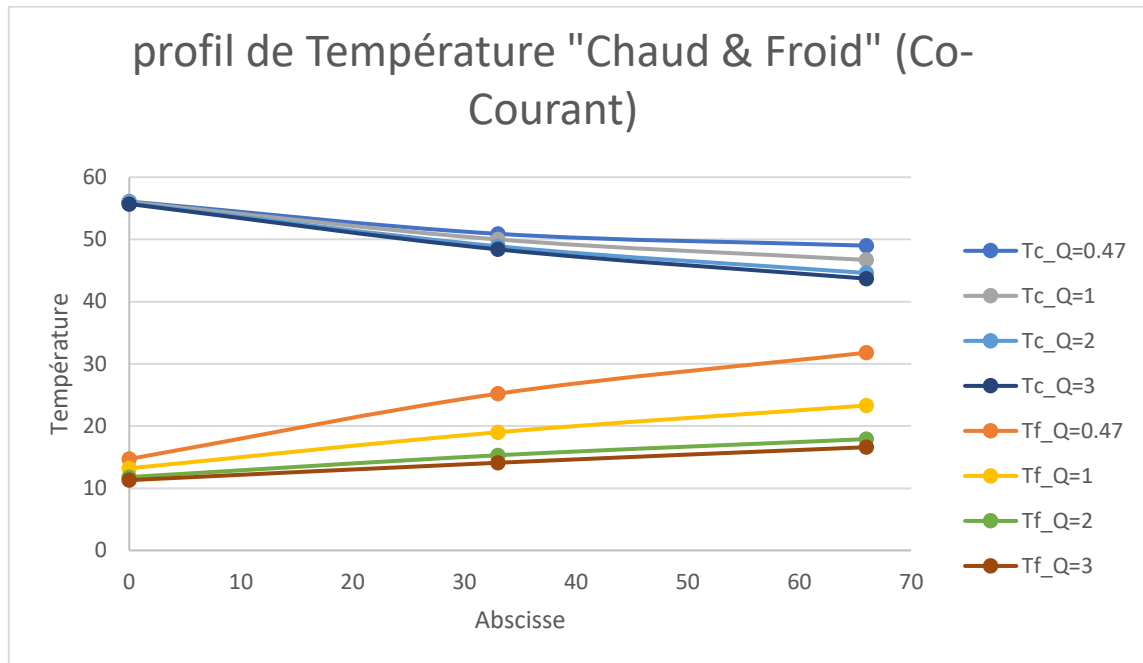
2.3. Flux de Chaleur, Coefficient Global et DT_{ml}

Comme précédemment, nous calculons les flux de chaleur du côté froid et chaud ainsi que le rapport entre les flux et la température logarithmique à l'aide des données interpolées et de celles relevées au cours de l'expérience :

φ _c	φ _f	φ _f - Te ~17	KSe	φ _c -φ _f	η=φ _c /φ _f *100	ΔT _{ml}
227,805	556,938	482,028	8,268	-329,133	40,903	27,551
635,333	701,705	437,697	19,774	-66,372	90,541	32,130
1531,571	848,826	125,237	44,223	682,744	180,434	34,633
2257,186	1014,527	-76,568	64,415	1242,659	222,487	35,041

2.4. Profil de Températures

Dans la figure suivante, nous représentons sur un même graphique les profils de températures côtés chaud et froid pour le mode de fonctionnement à co-courant.



Nous remarquons à partir de la figure 5 que la température de l'eau chaude à la sortie tend à diminuer en même temps que la température de l'eau froide à la sortie augmente, elle pourrait atteindre la température de l'eau chaude à l'entrée si la conduite était suffisamment longue. Ce profil correspond bien à celui décrit dans le livre de G. Lauriat y compris dans l'infléchissement des courbes à l'approche de la sortie.

- Calcul du Coefficient de transfert global

Le coefficient de transfert global est lié au flux échangé ainsi qu'à l'écart de température logarithmique par la formule suivante :

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

Vu que nous avons déjà calculé les flux et la moyenne logarithmique des différences de températures, nous pouvons par la suite calculer les coefficients de transfert global. Les résultats sont représentés dans le tableau 9.

- Calcul de l'efficacité

$$\varepsilon = \frac{\Delta T^*}{\Delta T_{max}}$$

Débit [L/min]	Te,c	Tm,c	Ts,c	Te,f	Tm,f	Ts,f	($\dot{m} C_p$) c	($\dot{m} C_p$) f	Différence	Efficacité
0,47	56,1	50,9	49	14,7	25,2	31,8	1925,11088	1954,16796	-29,0570768	0,17149758
1	56	50	46,7	13,2	19	23,3	4098,92473	4168,546	-69,6212663	0,21728972
2	55,8	48,9	44,6	11,8	15,3	17,9	8204,84257	8349,11306	-144,270489	0,25454545
2,75	55,7	48,4	43,7	11,3	14,1	16,6	11285,9298	11485,2112	-199,281399	0,27027027

Nous remarquons que le débit calorifique ($\dot{m}C_p$) chaud est, dans tous les cas, inférieur au débit calorifique froid ce qui implique que le fluide froid a également reçu un apport d'énergie depuis l'extérieur. La relation de l'efficacité doit s'écrire de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{(T_{c,e} - T_{c,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})}$$

A partir de ces résultats, nous remarquons que la meilleure efficacité dans notre cas est égale à 0.27%, cet échangeur n'est pas du tout efficace. Nous pouvons également voir que la variation du débit a une conséquence non négligeable sur les échanges, et donc l'efficacité avec un écart de 10% entre les débits extrêmes.

Comparaison

A partir des résultats expérimentaux et plus particulièrement des coefficients de transferts globaux, nous constatons à contre-courant sont beaucoup plus performant que les échangeurs à co-courant. En effet le calcul des efficacités nous montre également que malgré une installation assez peu efficace nous relevons une différence de 18% entre ces deux modes d'échanges, ce qui est conséquent.

De plus, nous pouvons affirmer qu'avec l'échangeur à contre-courant nous pouvons avoir des températures de froide qui augmente jusqu'à atteindre la température de l'eau chaude, c'est un apport important.

Conclusion

Durant ce TP nous avons rencontré différentes difficultés techniques nous empêchant de pouvoir exploiter pleinement nos résultats. Nous avons cependant pu comparer les deux parties de l'expérience et ainsi confronté le mode co-courant au mode contre-courant dans des conditions de fonctionnement proches.

C'est ainsi que nous avons pu mettre en évidence une amélioration de 17% entre les deux modes de l'échangeur qui est pourtant un modèle très simpliste. Dès lors, nous comprenons pourquoi les échangeurs à contre-courant sont très largement déployés dans le domaine industriel.

Université Paris Est – Marne la Vallée

Faculté des Sciences et Technologie

M1 Mécanique

Année 2017-2018, 2^{er} semestre

Compte rendu du TP
Activités Expérimentales

TP4 : RAYONNEMENT

**Influence du Rayonnement sur la
Mesure de Températures par
Thermocouple**

Dahia CHIBOUTI

Jacques FERHAT

Table de Matières

Introduction	3
TP 4 : Influence du Rayonnement sur la Mesure de Températures par Thermocouple	4
1. Résultats Expérimentaux	4
1.1 Températures Avec/Sans Bouclier	4
1.2 Différences de Températures	6
1.3 Les incertitudes	6
Conclusion	11

Introduction

Pour mesurer la température, les thermocouples sont des outils extrêmement répandus car relativement précis et surtout bons marché. Cependant nous verrons dans ce TP qu'ils sont aussi sensible au rayonnement, nous chercherons donc à étudier l'influence de ce dernier sur les relevés de température des thermocouples mais aussi à caractériser les facteurs important qui jouent sur cette influence.

TP 4 : Influence du Rayonnement sur la Mesure de Températures par Thermocouple

1. Résultats Expérimentaux

1.1 Températures Avec/Sans Bouclier

Nous voulons étudier les effets du rayonnement sur le relevé de température des thermocouples, pour ce faire nous fixons le débit de l'air de manière à nous placer dans un cas de convection mixte. Comme nous cherchons aussi à caractériser ce qui influence le rayonnement nous plaçons différents thermocouples dont la taille et l'émissivité varie.

Notons : T6, la température d'entrée de l'air.

T10, la température de la conduite en sortie d'air.

T7, la température du thermocouple d'émissivité 0.67 et de taille 0.5mm.

T8, la température du thermocouple d'émissivité 0.95 et de taille 0.5mm.

T9, la température du thermocouple d'émissivité 0.95 et de taille 0.3mm.

Le tableau suivant montre les résultats expérimentaux pour les cas avec et sans bouclier. La première ligne fait état du système au repos et la dernière représente un cas où la vitesse de l'air est telle que la convection n'est plus mixte mais devient forcée.

Tableau 1 : Tableau des résultats expérimentaux

T6	T7	T8	T9	T10	Tension (V)	Intensité (A)	Puissance (W)	Ua	Bouclier
16,8	24,6	24,9	24,4	27	0	0	0	0,99	(Cas initial) Sans
18,3	26,6	26,6	25,9	26	0,1	0,1	0,01	0,98	Avec
23,1	31,1	31,3	30,9	35	4	1,2	4,8	0,94	Sans
23,3	31,1	31,2	31,2	36	4	1,2	4,8	0,94	Avec
23,6	32,1	32,2	31,9	50	6	1,76	10,56	0,94	Sans
23,7	31,8	31,8	31,7	51	6	1,76	10,56	0,94	Avec
23,9	33,7	34,3	33,6	103	12	3,68	44,16	0,94	Sans
23,6	32,6	32,4	32,3	107	12	3,68	44,16	0,94	Avec
23,5	42	47,2	40,8	185	18	5,55	99,9	0,94	Sans
23,3	34	33,2	33,7	187	18	5,55	99,9	0,93	Avec
23,5	80,9	101,9	75,5	287	24	7,41	177,84	0,94	Sans
23,5	38,3	35,9	37,8	287	24	7,41	177,84	0,94	Avec
20,2	31,2	33,8	30,7	159	24	7,41	177,84	7.2	Sans
20,5	28,9	29,3	29	152	24	7,41	177,84	7.2	Avec (Convection forcée)

Nous constatons dans un premier temps que l'ajout du bouclier a une influence assez faible mais au fur et à mesure que la puissance et la température de l'air augmente les écarts deviennent de plus en

plus importants et loin d'être négligeables ; on confirme une très nette influence du rayonnement sur la mesure de température.

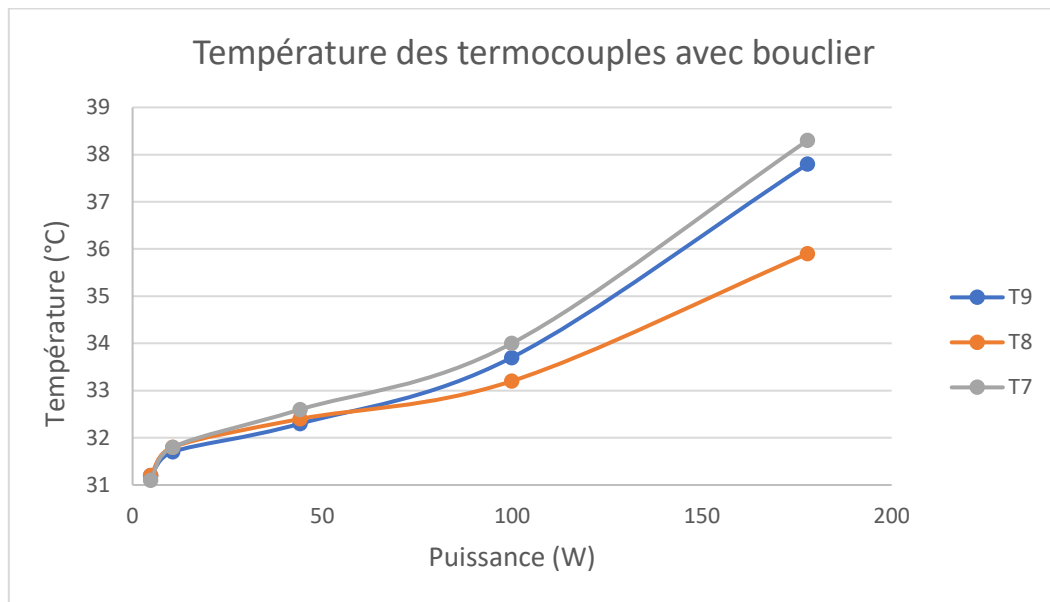


Figure 1 : Température en fonction de la puissance (cas avec bouclier)

En outre ce graphique nous permet de visualiser que les caractéristiques différentes des thermocouples ont également une influence. Nous constatons ici que T7 et T9 sont très proches et toujours au-dessus de T8.

En faisant varier la tension de 0 à 24 V par pas de 6 pour une vitesse fixe de 0.94 m/s, la puissance varie à son tour

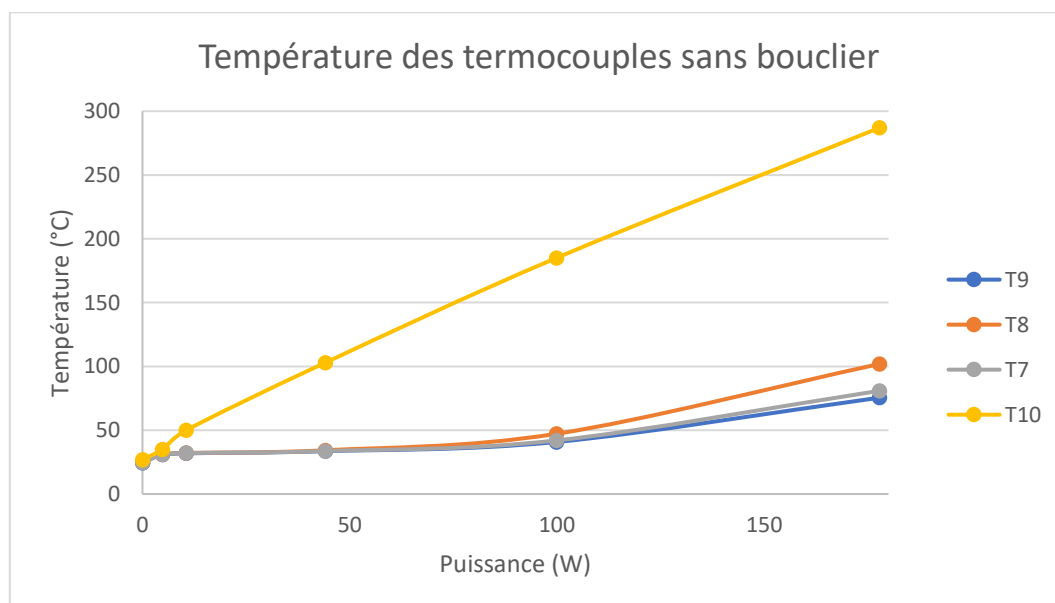


Figure 2 : Température en fonction de la puissance (cas sans bouclier)

1.2 Différences de Températures

De manière à analyser les résultats plus finement nous calculons la différence de température avec et sans bouclier pour chaque thermocouple.

ΔT_9	ΔT_6	ΔT_8	ΔT_7	ΔT_{10}	Puissance
-1,5	-1,5	-1,7	-2	1	0
-0,3	-0,2	0,1	0	-1	4,8
0,2	-0,1	0,4	0,3	-1	10,56
1,3	0,3	1,9	1,1	-4	44,16
7,1	0,2	14	8	-2	99,9
37,7	0	66	42,6	0	177,84

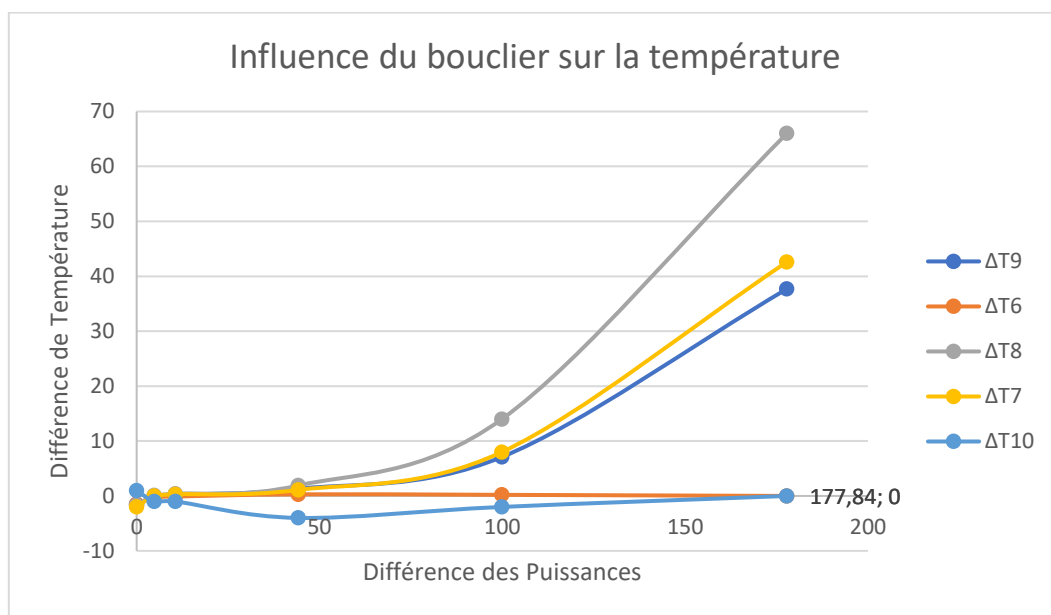


Figure 3 : Différence des Températures en fonction de la puissance

Le tracé nous permet de montrer que malgré sa température plus faible le thermocouple T8 est en fait celui qui subit le plus d'influence de la présence ou non du bouclier, suivi de T7 puis de T9 très proche. Le paramètre primordial paraît donc être la taille (i.e. surface) de la soudure mais l'émissivité peut aussi jouer un rôle assez important pour rattraper le déficit de surface entre T9 et T7.

Si l'on cherche à diminuer le rayonnement perçu par le thermocouple il faudra donc réduire la taille du thermocouple et garantir une émissivité maximum.

On remarque également que le thermocouple T10, qui est lui en dehors du bouclier a globalement un écart nul (sauf vers 50W), ce que l'on cherche logiquement à obtenir.

1.3 Les incertitudes

Le tableau suivant représente différentes mesures des températures de T6 au court du temps pour différentes puissances :

INCERTITUDE	Mesure 1	Mesure 2	Mesure 3	Mesure 4	Mesure 5	Mesure 6	Ecart type
T6	23,7	23,6	23,6	23,7	23,6	23,6	0,05163978
T6	23,7	23,6	23,6	23,7	23,6	23,6	0,05163978
T6	23,9	24	24,1	23,9	23,8	23,9	0,10327956
T6	23,6	23,4	23,6	23,5	23,5	23,4	0,08944272
T8	98,3	97,4	97,6	97,5	97,2	97,5	0,37638633

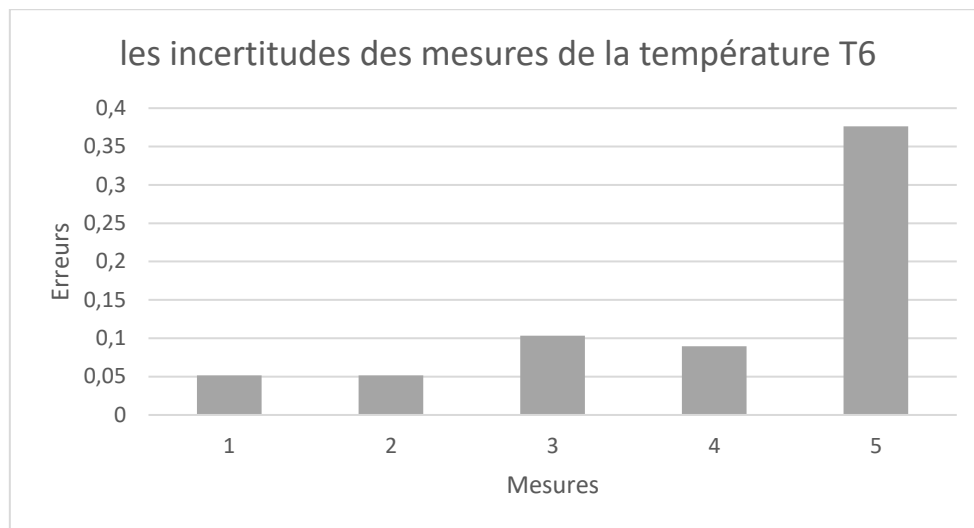


Figure 4 : barres des erreurs de mesure des températures T6

Les thermocouples sont donnés pour une précision à 0.1°C près, c'est ce que nous observons expérimentalement avec un écart type compris entre 0.05°C et 0.1°C . Cependant il est aussi très intéressant de noter que le thermocouple T8 qui était lui en présence d'un rayonnement important (puissance maximale) a un écart type bien plus élevé de 0.37°C alors même que nous notions qu'avec un abaissement du bouclier les températures étaient stables. Nous observons donc également une influence du rayonnement sur la précision du thermocouple.

1.4 Convection forcée

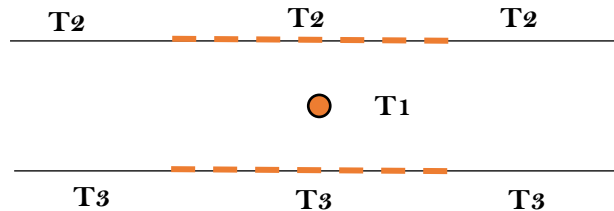
T6	T7	T8	T9	T10	Tension (V)	Intensité (A)	Puissance (W)	Ua	Bouclier
20,2	31,2	33,8	30,7	159	24	7,41	177,84	7.2	Sans
20,5	28,9	29,3	29	152	24	7,41	177,84	7.2	Avec

Nous avons également pris le temps de relever une valeur avec la soufflerie au maximum pour imposer la convection. On peut ainsi voir que les températures avec et sans bouclier sont très proches malgré la puissance maximale engagée, contrairement à ce que nous avons pu observer précédemment. Nous relevons au pire un écart relatif de 14% dans le cas du thermocouple le plus sujet au rayonnement contre 64% précédemment.

C'est donc également une méthode envisageable si l'expérience le permet où à défaut quelque chose que l'on peut prendre pour acquis lorsque l'on cherche la source d'erreur d'une expérience.

2. Modèle Théorique

La configuration géométrique simplifiée de notre problème est représentée sur la figure suivante :



Le système étant donné par la méthode des radiosités :

$$q_{ray,i} = \frac{\sigma T_i^4 - R_i}{\frac{1-\epsilon_i}{\epsilon_i}} \quad q_{ray,i} = \sum_{j=1}^N F_{ij}(R_i - R_j)$$

1.1 Modèle Théorique Simplifié (linéarisé)

En se plaçant sous les hypothèses suivantes :

- Stationnaire
- T_1 et T_{inf} sont constants

Et en linéarisant T_1 comme suit :

$$\begin{cases} T_1 = T_{0,12} + \Delta T_{12} \\ T_2 = T_{0,12} - \Delta T_{12} \end{cases} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} T_{0,12} = (T_1 + T_2)/2 \\ \Delta T_{12} = (T_1 - T_2)/2 \end{cases}$$

On obtient : $q_{ray} = 2\epsilon_1\sigma T_{0,12}^4(T_1 - T_{inf}) + 2\epsilon_1\sigma T_{0,12}^4(T_1 - T_3)$

D'où : $h_{conv}(T_1 - T_{inf}) + h_{rc}(T_1 - T_2) + h_{rf}(T_1 - T_3) = 0$

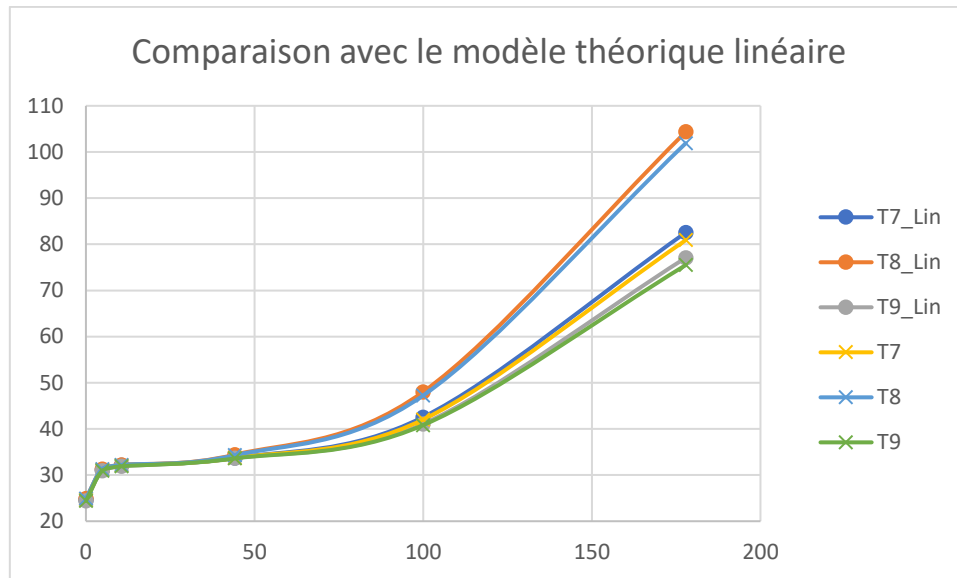
$$\Leftrightarrow T_1 = \frac{h_{conv}T_{inf} + h_{rc}T_2 + h_{rf}T_3}{h_{conv} + h_{rc} + h_{rf}}$$

Et on estimera de nouveau h_{conv} par $Nu = \frac{h_{conv} * D}{k}$

$$\Leftrightarrow h_{conv} = \frac{k}{D} (2 + 0.4ReD^{0.5} + 0.06ReD^{\frac{2}{5}})Pr^{0.4}$$

Nous compilons l'ensemble de ces résultats dans une feuille de calcul et calculons la température théorique de ce modèle simplifier en partant de nos données expérimentales puis nous vérifions aussi que l'erreur relative reste petite puisque nous procédons par itérations.

T7_Lin	Erreur	T8_Lin	Erreur	T9_Lin	Erreur
24,6	2E-06	24,9	8E-07	24,4	7E-07
31,1	2E-06	31,3	3E-06	30,9	2E-06
32,101	2E-05	32,201	3E-05	31,901	2E-05
33,729	0,0003	34,4226	0,0005	33,656	0,0003
42,588	0,0025	47,987	0,003	41,062	0,0025
82,54	0,0061	104,35	0,0062	77,08	0,0066



Les résultats sont très satisfaisant, nous retrouvons des valeurs très proches entre ce que prédit le modèle et ce que nous avons relevé au court de l'expérience. On remarque cependant que plus la température devient importante et plus le modèle linéarisé semble diverger ce qui a un sens compte tenu de la simplification.

1.2 Modèle Théorique Complet (non linéaire)

A l'aide d'un code nous résolvons le système non linéaire suivant :

$$h_{\text{conv}}(T_1 - T_{\text{ext}}) + \varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - \frac{T_2^4 + T_3^4}{2}) = 0$$

Voici ce que nous obtenons.

T7	T8	T9	$h_{\text{conv}} T_7/T_8$	$h_{\text{conv}} (T_9)$
16,960	17,026	16,957	245,01	352,55
23,300	23,387	23,300	241,18	347,71
24,079	24,287	24,080	241,18	347,71
25,795	26,569	25,765	241,18	347,71
29,143	31,443	29,049	240,4	346,72
37,540	43,250	37,312	241,18	347,71

Dans la figure suivante nous comparons les valeurs théoriques obtenues par résolution du système à nos valeurs expérimentales.

Comparaison avec le modèle théorique

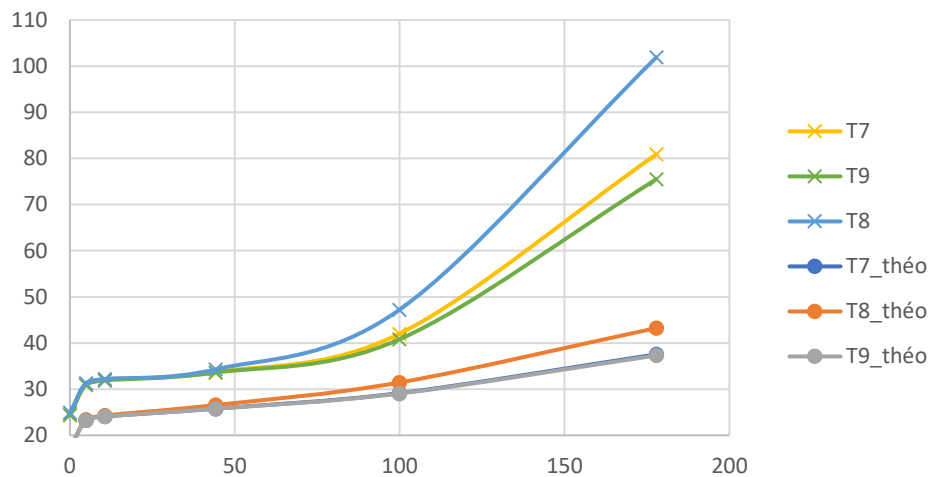


Figure 6 : Confrontation des températures Expérimentales et Théorique

Comme nous pouvons le voir jusqu'à 100W les valeurs expérimentales présentent un biais en étant supérieur d'environ 5°C à ce que prévoit la théorie. Cependant le dernier point à 187W montre une divergence importante des résultats. Nos mesures semblent suivre une tendance polynomiale en T^4 alors que la théorie est sur un profil plutôt linéaire.

De même manière nous remarquons que pour les faibles puissances les thermocouples ne se démarquent pas alors qu'à puissance maximale T8 sort du lot. Le modèle théorique montre donc, comme nous l'avions conclu, qu'une forte émissivité et une taille importante augmente le rayonnement perçus et que la diminution de la taille ou l'émissivité permet de le diminuer.

Conclusion

Dès la première partie nous avons été à même de démontrer l'influence non négligeable du rayonnement sur le relevé de température des thermocouples ainsi que sur leur précision. Puis nous avons déterminé quels facteurs sont les plus influents, pour préserver un maximum les valeurs relevées de l'effet du rayonnement il est bon de minimiser la taille du thermocouple employé et de le recouvrir d'une peinture très émissive.

Lors de la seconde partie nous avons comparé ces résultats à deux modèles mathématiques issus de la méthode des radiosités. Le premier constituait en une linéarisation nous a donné des valeurs très proches de ce que nous avons obtenus expérimentalement alors que le second, qui représente le modèle complet avec résolution d'un système, présentait des valeurs bien inférieures. Cependant les conclusions obtenues sur l'influence des paramètres ne changent pas d'un modèle à l'autre ce qui valide notre réflexion.

Enfin nous avons pu réaliser un essai supplémentaire en imposant un cas de convection forcé qui permet de diminuer très largement l'influence du rayonnement en le rapprochant de l'erreur expérimentale (omniprésente ici) qui peut être commise dans ce TP pour le thermocouple le plus sujet au rayonnement, et en deçà pour les autres. Dans le cas d'essais en souffleries ce sera la méthode à favoriser pour être certain de ne pas entacher les mesures. Lorsque l'expérience ne nous permet pas d'imposer un échange convectif, un bouclier pourra alors être placé entre la source de rayonnement et le thermocouple puisque le TP a démontré que c'était également un moyen très efficace. Dans l'ensemble il est également conseillé de choisir intelligemment ses thermocouples.

Université Paris Est – Marne la Vallée
Faculté des Sciences et Technologie
M1 Mécanique
Année 2017-2018, 2^{er} semestre

Compte rendu du TP
Activités Expérimentales

TP 5 : ANALOGIE ELECTRIQUE

Détermination de champ de
température par la méthode
d'Analogie Electrique

Dahia CHIBOUTI
Jacques FERHAT

Table de Matières

Introduction	3
TP 5 : Détermination de champs de température par la méthode d'Analogie Electrique	4
1. Partie 1 : Conduction dans un mur	4
1.1. Description du problème	4
1.2. Résultats Expérimentaux	5
1.3. Profil de Température	6
1.4. Densité de Flux conductif	7
1.5. Densité de Flux convectif	7
2. Partie 2 : Conduction de la chaleur dans une ailette	8
2.1 Réalisation de la maquette	8
2.2 Nombres de Biot	8
2.3 Représentation des isothermes	8
2.4 Résultats Expérimentaux des températures minimales	9
Conclusion	14

Introduction

Les travaux expérimentaux sur la thermique peuvent très vite devenir difficile (ex. températures imposés) et couteux à concevoir (ex. enceintes contrôlées). La méthode de l'analogie électrique permet de s'affranchir de cette difficulté en plus d'autoriser la réalisation de maquettes à échelle réduite de manière très simple. Nous serons donc amener dans ce TP à mettre en place et à éprouver cette méthode dans le cadre d'un problème 1D simpliste avant de l'utiliser pour la résolution d'un problème 2D plus complexe.

TP 5 : Détermination de champs de température par la méthode d'Analogie Electrique

1. Partie 1 : Conduction dans un mur

1.1. Description du problème

Dans un premier temps, nous étudions un problème de conduction monodimensionnelle dans un mur d'épaisseur $e = 20\text{cm}$ et de conductivité thermique $k = 2\text{W/mK}$. Les deux faces du mur sont soumises à des échanges par convection.

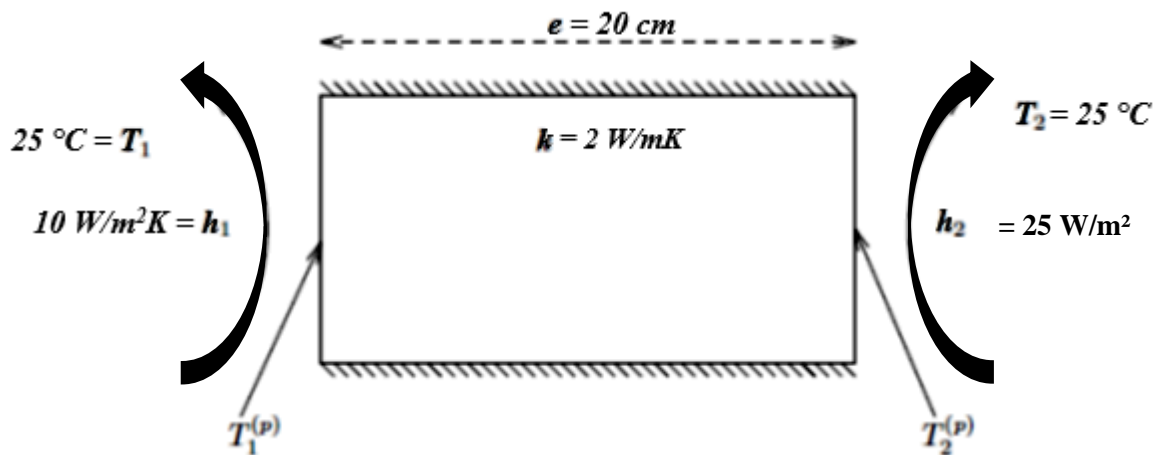


Figure 1 : Schéma du problème de conduction monodimensionnelle stationnaire dans un mur

Nous allons donc réaliser une maquette à l'échelle 1/4 de ce premier problème.

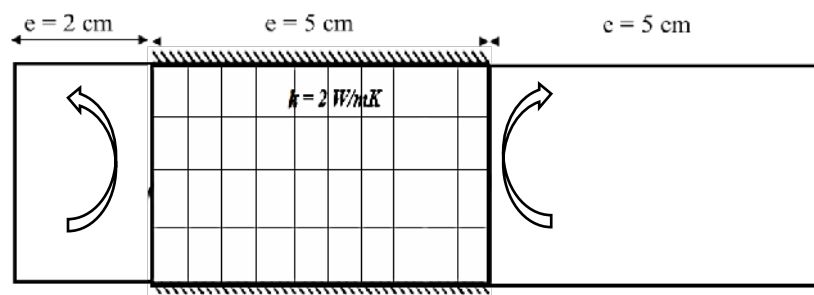


Figure 2 : Maquette réduite de conduction monodimensionnelle stationnaire dans un mur

Dans la méthode de l'analogie électrique les échanges par convections sont modélisés à l'aide d'une épaisseur de conduction supplémentaire notée e_s que l'on obtient par $e_s = \frac{k}{h}$; ce qui nous donne $e_{s1} = 0.08\text{m}$ et $e_{s2} = 0.2\text{m}$ soit pour notre maquette respectivement 2 et 5cm de papier graphites.

En outre, les températures des milieux sont représentés par les potentiels électrique suivants :

T_m (°C)	TM
15	25
V_m (V)	VM
0	19,9

En utilisant la relation suivante nous pourrions calculer les valeurs de la température simuler par la tension électrique dans le mur :

$$\frac{T_p - T_m}{T_M - T_m} = \frac{V_p - V_m}{V_M - V_m}$$

1.2. Résultats Expérimentaux

Nous représentons dans ce tableau les différentes mesures de tensions électriques en plusieurs points le long du mur et dans les sections transverses du mur ; nous avons effectué cinq répétitions de mesure de part et d'autre du mur afin de calculer les incertitudes :

Y (cm)	Tension (V)	T (°C)
4	3,4	16,70854271
3	3,5	16,75879397
2	3,6	16,80904523
1	3,5	16,75879397
0	3,5	16,75879397
Moyenne :	3.5	16,75879397
Ecart type :		0,070710678

Y (cm)	Tension (V)	T (°C)
4	11,6	20,82914573
3	11,7	20,87939698
2	11,8	20,92964824
1	11,8	20,92964824
0	11,7	20,87939698
Moyenne	11,72	20,88944724
Ecart type :		0,083666003

Puisque le mur est isolé sur sa partie transversale il ne doit y avoir aucune variation le long de ces sections, ce que l'on constate expérimentalement malgré de faibles variations causées par des effets de bords.

Mesure au centre du mur :

x (cm)	Tension (V)	T (°C)
0	3,5	16,759
1	5,2	17,613
2	6,8	18,417
3	8,6	19,322
4	10,2	20,126
5	11,72	20,889

A partir de ce tableau nous constatons que la température augmente le long du mur de **16,75 à 20,88**.

La température des parois Tp1 a une valeur de **16,75879397**, et la température de parois 2 étant de valeur **20,88944724**.

1.3. Profil de Température

Après avoir effectué toutes les mesures, nous allons par la suite représenter graphiquement les profils de la température théorique et expérimentales.

X (cm)	T Analytique	T expérimentale
0	16,667	16,759
1	17,500	17,613
2	18,333	18,417
3	19,167	19,322
4	20,000	20,126
5	20,833	20,889

Pour calculer les températures théoriques le long du mur, nous pouvons pour ce problème résoudre directement le Laplacien :

$$\Delta T(x) = 0 \quad \Leftrightarrow T(x) = \frac{\Delta T}{R} dx * 4 * x + T_{p1}$$

Où T_{p1} est la température de la paroi en $x=0$ que nous pouvons déterminer par la méthode de l'analogie électrique et on notera également la mise à l'échelle :

$$\phi = \frac{(T_2 - T_1)}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_2}} = 41.667 \text{ W/mK}$$

D'où : $T_{p1} = \frac{\phi}{h_1} + T_1 = 16.667 \text{ }^{\circ}\text{C}$ et $T_{p2} = T_2 - \frac{\phi}{h_2} = 20.833 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Nous avons donc la pente $\frac{\Delta T}{R} * 4 dx = 0.833$.

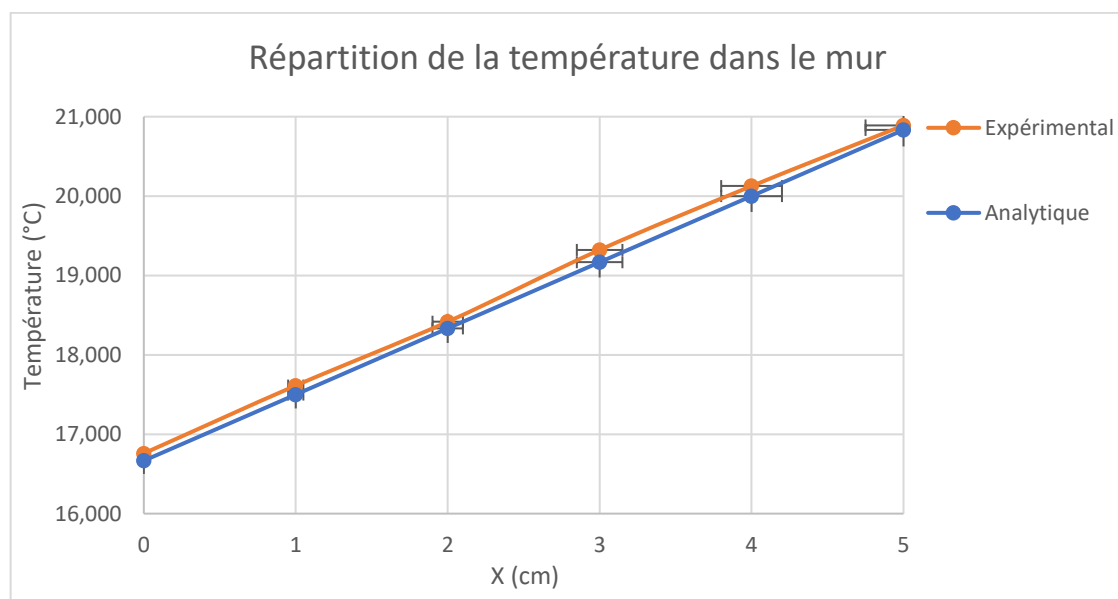


Figure 3 : profil de température théorique et expérimentale

On constate ici que la répartition de la température dans le mur varie effectivement linéairement avec la distance. De plus nos mesures expérimentales sont très proches des valeurs théoriques et l'écart type invisible à cette échelle ce qui démontre la qualité cette technique.

1.4. Densité de Flux conductif

Pour commencer, nous allons calculer la densité de flux conductif, comme précédemment par la méthode d'analogie électrique, pour pouvoir les comparer avec ceux calculés théoriquement :

$$Q_{exp} = k * \frac{(Tp2 - Tp1)}{e}$$

$$Q_{th} = \frac{(T2 - T1)}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_1}}$$

Une fois les flux sont calculés, nous pouvons faire une comparaison :

Flux conductif :	Qexp (Expérimental)	Qth (Théorique)
	41,307	41,667

Comme le graphique et l'ensemble de nos résultats laissais présagés nous obtenons un flux conductif très proche du flux théorique.

1.5. Densité de Flux convectif

De même manière, nous calculons les flux convectifs en utilisant les formules :

$$h_1(T_1^{(p)} - T_1) \quad h_2(T_2^{(p)} - T_2)$$

Flux Convectif :	Face 1	Face 2
	-43,970	41,106

Nous constatons une légère différence pour le flux de la première face mais il reste tout de même assez proche des flux conductifs ainsi que de celui de la deuxième face, ce que nous recherchons. La valeur négative indique que sur cette face le mur perd de la chaleur alors qu'il en gagne sur l'autre face de telle sorte qu'il y ait conservation des flux entrant.

2. Partie 2 : Conduction de la chaleur dans une ailette

2.1 Réalisation de la maquette

Comme en première partie, nous allons réaliser deux maquettes du problème en tenant compte cette fois des symétries. En premier lieu, nous déterminons donc l'épaisseur supplémentaire de conduction en utilisant la formule suivante :

$$\frac{e_s}{k} = \frac{1}{h} \rightarrow e_s = \frac{k}{h}$$

Cas 1 : $e_s = \frac{60}{200} = 0.3m$ et cas 2 : $e_s = \frac{60}{3000} = 0.02m$



Figure 4 : Dimension des maquettes de l'ailette

2.2 Nombres de Biot

Ce tableau les différents nombres de Biot pour les deux Cas 1 et 2 :

$$Bi = \frac{he}{k}$$

h1=	200	h2 =	3000
Bi_1=	0,0666	Bi_2 =	1
m =	0,16666667	m =	0,64549722
P/A	120		

Le nombre de Biot doit être inférieur à 1 pour que nous puissions appliquer le modèle de bloc-isotherme. Dans notre cas, seul le premier nombre de Biot satisfait cette condition. Pour le cas 2, nous présageons que le modèle n'est pas applicable ; ce que nous allons découvrir par la suite.

2.3 Représentation des isothermes

Ces deux figures suivantes correspondent aux isothermes de 10°C qui passent par l'ailette avec une prolongation de 3 à 5 cm :

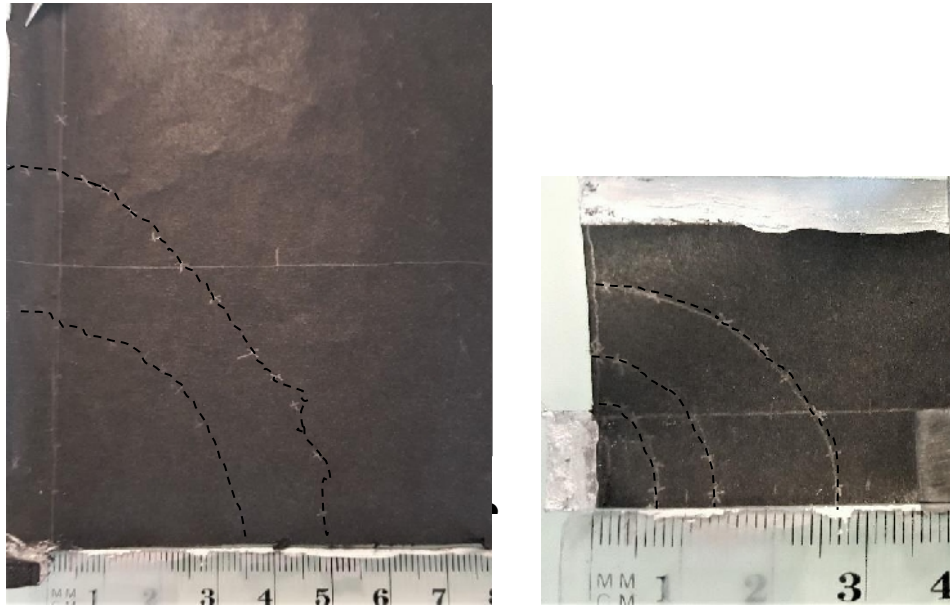


Figure 5 : Courbes des isothermes pour les deux maquettes

Sur ces figures nous apercevons les trois isothermes espacées de 10° sur le modèle réel. En calculant les rapports $\frac{\Delta l}{\Delta n}$, sachant que nous avons veillé à garder un espacement constant entre les points de mesure (Δl), nous sommes à même d'estimer le flux Q_{exp} . Nous obtenons 0.357 puis 0.38 sur la petite ailette et 0.333 à 0.3125 pour la grande ce qui donnerais des flux de 214 à 230W puis de 200 à 187W pour la grande.

2.4 Résultats Expérimentaux des températures minimales

Une fois les maquettes achevées nous avons relevés la tension le long de l'ailette en prenant soin de relever les tension maximales et minimales. Nous convertissions ensuite les valeurs en température en procédant comme précédemment puis nous passons en température adimensionnelle expérimentale et théorique en utilisant les formules :

$$\left(\frac{T_{moy} - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} \right)_{exp} \quad \left(\frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} \right)_{th} = \frac{\cosh \left[m L \left(1 - \frac{x}{L} \right) \right]}{\cosh(mL)},$$

Nous avons calculé la température moyenne à partir de la formule suivante :

$$\Delta T_{moy} = \frac{\Delta t_{max} + \Delta T_{min}}{2}$$

Ensuite, le rapport des températures moyennes :

$$d \left(\frac{\Delta T}{T_{moy}} \right) = \frac{\partial \frac{\Delta T}{T_{moy}}}{\partial \Delta T} \times d\Delta T + \frac{\partial \frac{\Delta T}{T_{moy}}}{\partial T_{moy}} \times dT_{moy}$$

$$d \left(\frac{\Delta T}{T_{moy}} \right) = \frac{d\Delta T}{T_{moy}} - \frac{\Delta T \times dT_{moy}}{T_{moy}^2}$$

Enfin, nous avons utilisé les formules suivantes pour calculer les températures adimensionnelles expérimentales et théorique respectivement :

$$d\left(\frac{T_{moy} - T_m}{T_M - T_m}\right) = \frac{\partial \frac{T_{moy} - T_m}{T_M - T_m}}{\partial T_{moy}} \times dT_{moy} \quad d\left(\frac{T_{moy} - T_m}{T_M - T_m}\right) = \frac{dT_{moy}}{T_M - T_m}$$

Les résultats de calculs sont représentés dans le tableau suivant :

X	Vmax	Vmin	Tmax	Tmin	Tmoy	DT	Rapport	Adim_EXP	X/L	Adim_Theo
1	15,3	13,2	160,704	142,764	151,734	17,940	0,118	0,716	0,1	0,8260
2	12,1	11,9	133,367	131,658	132,513	1,709	0,013	0,603	0,2	0,6851
3	11,5	11,4	128,241	127,387	127,814	0,854	0,007	0,575	0,3	0,5717
4	10,8	10,8	122,261	122,261	122,261	0,000	0	0,543	0,4	0,4813
5	10,3	10,3	117,990	117,990	117,990	0,000	0	0,518	0,5	0,4102
6	9,9	9,9	114,573	114,573	114,573	0,000	0	0,497	0,6	0,3555
7	9,7	9,7	112,864	112,864	112,864	0,000	0	0,487	0,7	0,3151
8	9,5	9,5	111,156	111,156	111,156	0,000	0	0,477	0,8	0,2874
9	9,4	9,4	110,302	110,302	110,302	0,000	0	0,472	0,9	0,2711
10	9,3	9,3	109,447	109,447	109,447	0,000	0	0,467	1	0,2658

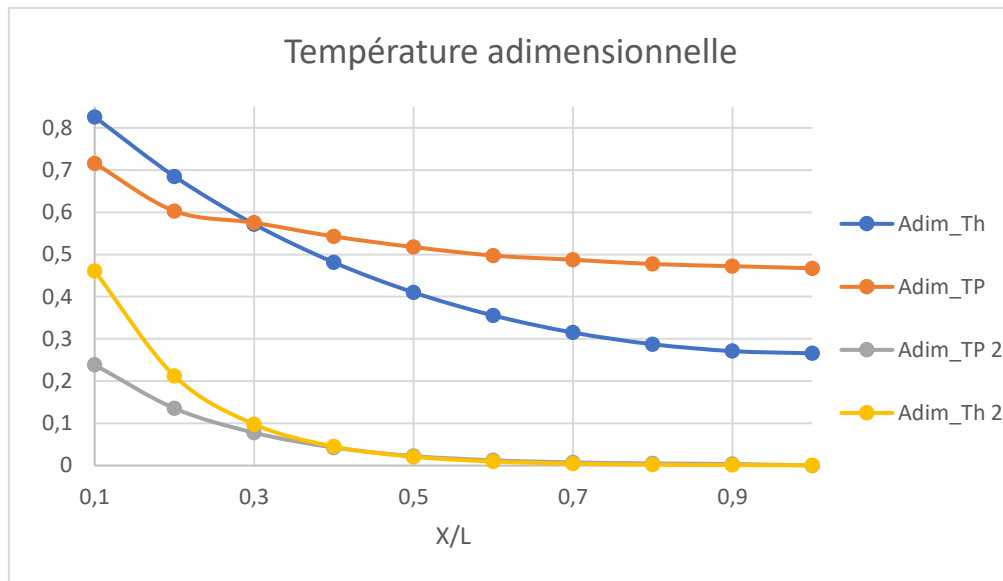
Nous pouvons dès à présent observer qu'après 4cm la température est la même sur les sections transversales et qu'elle n'évolue plus beaucoup lorsque l'on se rapproche de l'extrémité. Nous aurons donc un flux transverse convectif nul et un flux conductif faible le long de l'ailette.

Nous procédons de la même façon pour le deuxième cas :

X	Vmax	Vmin	Tmax	Tmin	Tmoy	DT	Rapport	Adim_EXP	X/L	Adim_Theo
1	5,2	4,3	74,422	66,734	70,578	7,688	0,109	0,239	0,1	0,4609
2	2,9	2,5	54,774	51,357	53,065	3,417	0,064	0,136	0,2	0,2124
3	1,7	1,4	44,523	41,960	43,241	2,563	0,059	0,078	0,3	0,0979
4	0,9	0,8	37,688	36,834	37,261	0,854	0,023	0,043	0,4	0,0451
5	0,5	0,4	34,271	33,417	33,844	0,854	0,025	0,023	0,5	0,0208
6	0,3	0,2	32,563	31,709	32,136	0,854	0,027	0,013	0,6	0,0096
7	0,2	0,1	31,709	30,854	31,281	0,854	0,027	0,008	0,7	0,0045
8	0,1	0,1	30,854	30,854	30,854	0,000	0,000	0,005	0,8	0,0021
9	0,1	0,05	30,854	30,427	30,641	0,427	0,014	0,004	0,9	0,0011
10	0	0	30	30	30	0	0	0	1	0,0009

Cette fois la température se différencie jusqu'au bout de l'ailette à l'exception du point situé à 8cm. La présence de cet écart sur l'axe y nous indique la présence, même faible, d'un flux latéral alors qu'au contraire l'égaleisation des températures sur cette axe qui va de pair avec une température proche du milieu indique un flux qui tend à être nul et donc un transfert de chaleur qui est nul. On peut donc conclure que l'ailette est mal dimensionnée (i.e. surdimensionnée) pour le premier problème alors que pour le second problème elle joue parfaitement son rôle en utilisant la totalité de sa surface.

Observons cela sur un graphique regroupant l'ensemble de nos données expérimentales.



La représentation des températures sous un même graphe nous montre, sans surprise, qu'en présence d'un fort coefficient de convection la température de l'ailette chute. Mais surtout nous nous apercevons que les valeurs théoriques et expérimentales de la deuxième expérience convergent malgré des différences au départ.

Alors que comme prévu, la première expérience ne suit plus ces schémas passé les 3cm, cela vient du fait que le nombre de Biot ne satisfait pas la condition d'application du modèle.

Dans la figure suivante, nous représentons DT/T_{moy} en fonction de X :

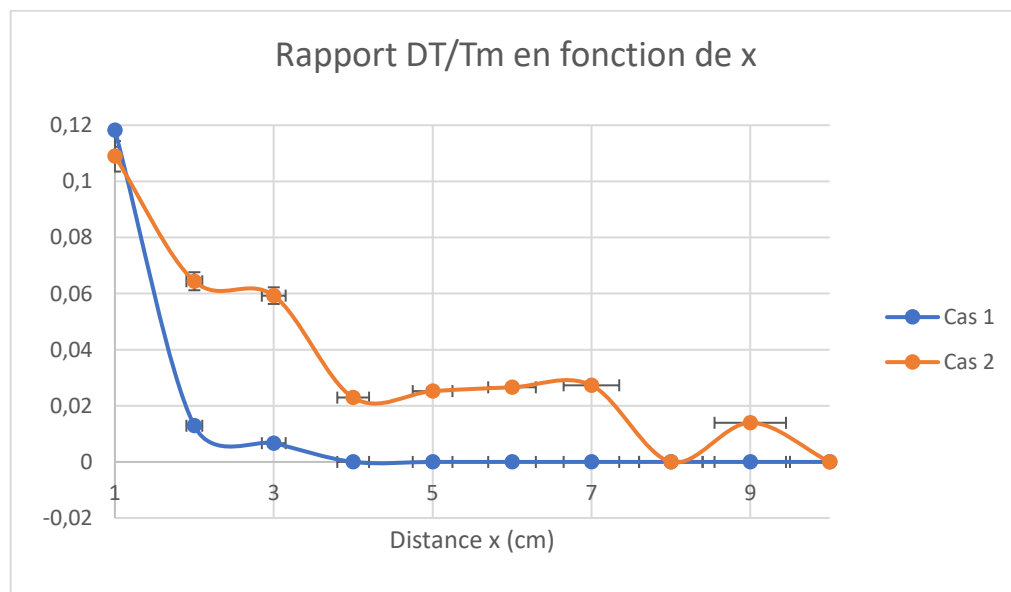


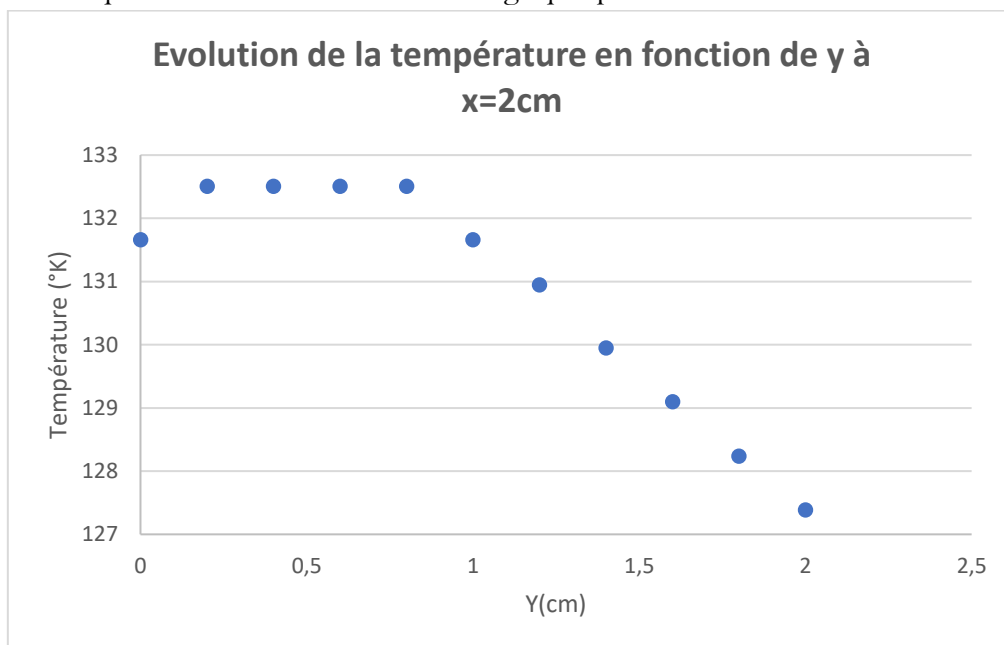
Figure 6 : courbe de DT/T_{moy} en fonction de x pour les deux cas

Nous remarquons que l'écart de température ou le rapport tend à diminuer quand on s'éloigne de la paroi ce qui nous permet de confirmer l'utilité de l'ailette. Les mesures du cas deux ne sont pas très bonnes mais cela suffit à illustrer la très nette différence entre la première expérience dont l'ailette est très vite inexploitée de la seconde.

Ensuite, nous relevons les valeurs dans la section de droite $X=2\text{cm}$:

$X=2, Y=$	V	T
0	11,9	131,66
0,2	12	132,51
0,4	12	132,51
0,6	12	132,51
0,8	12	132,51
1	11,9	131,66
1,2	11,7	129,95
1,4	11,7	129,95
1,6	11,6	129,10
1,8	11,5	128,24
2	11,4	127,39
2,2	11,3	126,53
2,4	11,2	125,68
2,6	11,1	124,82
2,8	11	123,97
3	10,9	123,12

Nous représentons ces valeurs dans le graphique ci-dessous.



Nous pouvons constater à partir de cette courbe que l'évolution de la température dans le cas théorique est relativement symétrique mais le point à l'extrême gauche semble souffrir d'un effet de bord ce qui nuit à la bonne représentation du problème.

Malgré tout nous observons que le flux semble constant sur la largeur de l'ailette puis décroît en bordure de cette dernière ainsi que dans le milieu ambiant. On voit d'ailleurs que les valeurs y sont parfaitement linéaires et la pente représente le ratio entre le flux et la résistance du milieu.

Nous pouvons maintenant établir les flux pariétaux et convectifs.

X=2 Y=	V	T	Flux convectif	Flux Pariétale
0,2	12	132,512563	20502,5126	/
0,4	12	132,512563	20502,5126	0
0,6	12	132,512563	20502,5126	0
0,8	12	132,512563	20502,5126	0
1	11,9	131,658291	20331,6583	256,281407
1,2	11,7	130,80402		256,281407
1,4	11,7	129,949749		256,281407
1,6	11,6	129,095477		256,281407
1,8	11,5	128,241206		256,281407
2	11,4	127,386935		256,281407
2,2	11,3	126,532663		256,281407
2,4	11,2	125,678392		256,281407
2,6	11,1	124,824121		256,281407
2,8	11	123,969849		256,281407
3	10,9	123,115578		256,281407

Concernant les valeurs, nous retrouvons un flux pariétal du même ordre de grandeur que ce que nous avons calculés en début de TP à l'aide des isothermes. De ce fait, nous pouvons confirmer que la méthode analogie électrique est fiable.

Conclusion

Lors de la première partie nous avons pu simuler de manière extrêmement précises un problème monodimensionnelle simple sans pour autant avoir autant de complexité qu'une mise en place de TP classique pour ce genre de problème. Une fois la théorie assimilée et la qualité de la démarche démontré nous avons donc essayé sur un problème plus compliqué

Cette seconde partie nous a aussi permis d'illustrer l'importance du respect de certaines hypothèses d'application ou de fonctionnement en montrant comment une ailette pouvait être mal dimensionnée pour un nombre de Biot non adéquat. Lors de la comparaison avec le modèle théorique (avec $Biot < 1$) nous avons pu une nouvelle fois démontrer la qualité de cette méthode expérimentale

Cependant l'analyse des flux nous a aussi démontré qu'il faut être très précautionneux avec la maquette puisque nous avons relevé une incohérence sur le profil de répartition de la température selon Y.