

N° d'ordre :03/2006-M/G.M

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE D'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université des Sciences et de la Technologie HOUARI BOUMEDIENE
Faculté de Génie Mécanique et Génie des Procédés



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MAGISTER

EN : GENIE DE MECANIQUE

Spécialité : Processus de Transports Dans les Milieux Poreux

Par : HADJADJ KACIM

Sujet

*Analyse expérimentale du transfert de chaleur par convection
dans un canal muni de blocs poreux*

Soutenu le : 19 / 03 / 2006, devant le Jury composé de :

M^{me} K. BOUHADF	Professeur, USTHB	Présidente
M^{elle} H. KAHALERRAS	Maître de Conférences, USTHB	Dteur dethèse
Mr. S. CHEIKH	Professeur, USTHB	Examineur
Mr. R. KIBBOUA	Maître de Conférences, USTHB	Examineur

Résumé

Le présent travail est une étude expérimentale de l'amélioration du transfert thermique par utilisation de blocs poreux. Les expériences ont été réalisées dans la veine d'essai d'une soufflerie subsonique à aspiration où des mesures de vitesse et de température ont été effectuées.

Le tracé des profils de vitesse nous a permis d'avoir une idée sur la structure de l'écoulement en présence de blocs poreux .

Les mesures de température dans différentes conditions de fonctionnement (différents nombres de Reynolds et différentes structures des blocs poreux) nous a amener à conclure que l'utilisation de blocs poreux améliore le transfert thermique par rapport au cas du canal lisse et que cette amélioration est fortement dépendante des propriétés géométriques et thermophysiques de ces blocs.

Abstract

This work is an experimental study of heat transfer enhancement by use of porous blocks. The experiments were realized in the test section of a wind tunnel where velocity and temperature measurements were done.

The velocity profiles permit us to have an idea on the flow structure in the presence of porous blocks.

The temperature measurements under various operating conditions (various Reynolds numbers and porous blocks structures) have lead us to conclude that the use of porous blocks improves the thermal transfer compared to the case of the smooth channel and this enhancement is strongly dependent on the geometrical and thermo-physical properties of these blocks.

SOMMAIRE

Résumés	
Nomenclature	
Introduction générale	

Chapitre I

Généralités sur les milieux poreux

Introduction	2
I.1 Définition	2
I.2 Caractéristiques thermophysiques d'un milieu poreux	4
I.2.1 La Porosité	4
I.2.2 La perméabilité	7
I.2.3 La tortuosité	9
I.2.4 La conductivité thermique effective	9
I.3 Modèles d'écoulement dans les milieux poreux	12
I.3.1 Modèle de Darcy (1856)	12
I.3.2 Modèle de Darcy-Forchheimer (1901)	13
I.3.3 Modèle de Darcy-Brinkman (1947)	14
I.3.4 Modèle Général ou Modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer	15
I.4 Transfert de chaleur dans les milieux poreux	15
Conclusion	16

Chapitre II

Recherche bibliographique

Introduction	17
II.1 Utilisation de blocs solides	17
II.2 Utilisation d'une combinaison blocs solides-poreux	20
II.3 Utilisation de blocs poreux	22
Conclusion	26

Chapitre III

Expérimentation

Introduction	27
III.1 Description du banc d'essai	27
III.1.1 La soufflerie subsonique	27
III.1.2 Le système de chauffage	29
III.1.3 Blocs poreux	31
III.1.4 Instruments de mesure	36
III.2 Protocole expérimental	42
III.2.1 Configurations étudiées	42
III.2.2 Procédure expérimentale	43
III.2.3 Traitement des données	47
III.2.4 Estimation des erreurs	52
Conclusion	52

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Introduction	53
IV.1 Analyse des profils de vitesse	53
IV.2 Analyse du champ thermique	59
IV.2.1 Intérêt d'utilisation de blocs poreux	59
IV.2.2 Effet du nombre de Reynolds	63
IV.2.3 Effet de la structure des blocs poreux	67
IV.2.4 Effet de la hauteur des blocs poreux	76
IV.2.5 Effet de l'espacement des blocs poreux	80
IV.2.6 Effet du nombre de blocs poreux	84
Conclusion	85

Conclusion générale

Annexe

Liste des tableaux

Figure	Titre	Page
Tableau I.1 :	Porosité de quelques matériaux (Scheidegger 1997)[2]	5
Tableau I.2 :	Quelques techniques de mesure de la porosité (ε)	6
Tableau I.3 :	Perméabilités de quelques matériaux[3]	7
Tableau I.4 :	Quelques valeurs de A utilisées par certains auteurs	8
Tableau III.1 :	Caractéristiques de quelques briques réfractaires isolantes	30
Tableau III.2 :	Caractéristiques des thermocouples de type K	39
Tableau III.3 :	Différentes configurations étudiées	43
Tableau III.4 :	Valeurs des nombres de Reynolds	45
Tableau III.5 :	Position des différentes sections par rapport à l'entrée de la veine d'essai	46
Tableau III.6 :	Valeurs des nombres de Reynolds pour l'étude dynamique	47

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Figure I.1 :	Structure typique d'un milieu poreux	2
Figure I.2 :	Exemples de quelques milieux poreux [1]	3
Figure I.3 :	Définition du V.E.R sur lequel sont moyennées les différentes grandeurs	4
Figure I.4 :	Quelques exemples de porosités [1]	5
Figure I.5 :	Schéma explicatif de la notion de tortuosité	9
Figure I.6 :	Modèle série de la conductivité thermique effective k_e	10
Figure I.7 :	Modèle parallèle de la conductivité thermique effective k_e	10
Figure III.1 :	La soufflerie subsonique EA600	27
Figure III.2 :	Schéma descriptif de la soufflerie	28
Figure III.3 :	Schéma descriptif du système de chauffage	29
Figure III.4 :	Schéma d'une brique réfractaire usinée	30
Figure III.5 :	Schéma d'une résistance électrique	31
Figure III.6 :	Blocs poreux en aluminium (Al)	32
Figure III.7 :	Blocs poreux en cuivre (Cu)	32
Figure III.8 :	Blocs poreux en fer (Fe)	33
Figure III.9 :	Schéma explicatif des dimensions des perforations	34
Figure III.10 :	Bloc perforé (PF3)	35
Figure III.11 :	Bloc perforé (PF5)	36
Figure III.12 :	Variation de tension	37
Figure III.13 :	Multimètre	37
Figure III.14 :	Anémomètre à fil chaud	38
Figure III.15 :	Port thermocouples	39
Figure III.16 :	Support du port thermocouples	39
Figure III.17 :	Thermomètre C.A 863	40
Figure III.18 :	Capteurs de pression	41
Figure III.19 :	Tube en U muni des capteurs de pression	42
Figure III.20 :	Procédure expérimentale	44
Figure III.21 :	Schéma du domaine d'étude	46
Figure III.22 :	Schématisation des pertes thermiques par conduction	48
Figure IV.1 :	Profils de vitesse le long de la veine d'essai en absence de blocs poreux	55
Figure IV.2 :	Profils de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux Al	56
Figure IV.3 :	Profils de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux Cu3	57
Figure IV.4 :	Profil de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux Cu6	58
Figure IV.5 :	Effet d'utilisation de blocs poreux sur la température de la paroi	60
Figure IV.6 :	Effet d'utilisation de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global	62
Figure IV.7 :	Evolution du rapport des nombres de Nusselt globaux (solide, poreux- canal lisse) avec le nombre de Reynolds	62
Figure IV.8 :	Evolution du rapport des chutes de pression (solide, poreux- canal lisse) avec le nombre du Reynolds	62
Figure IV.9 :	Variation du rapport des nombres de Nusselt moyens (solides, perforés-canal lisse) avec le nombre de Reynolds [17]	63
Figure IV.10 :	Effet du Nombre de Reynolds sur la température de la paroi	64
Figure IV.11 :	Effet du Nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur	65
Figure IV.12 :	Evolution du nombre de Nusselt local avec le nombre de Reynolds	66
Figure IV.13 :	Effet de la structure des blocs poreux sur la température de la paroi	69
Figure IV.14 :	Effet de la structure des blocs poreux sur la distribution du Nombre de Nusselt local	71
Figure IV.15 :	Effet de la structure des blocs poreux sur la distribution du nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur	73
Figure IV.16 :	Effet de la structure des blocs poreux sur l'évolution du nombre de Nusselt global	75
Figure IV.17 :	Evolution du rapport des nombre de Nusselt globaux (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds	75
Figure IV.18 :	Evolution du rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds	75

Figure IV.19 :	Effet de la hauteur des blocs poreux sur la température de la paroi	77
Figure IV.20 :	Effet de la hauteur des blocs poreux sur la distribution du nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur	78
Figure IV.21 :	Effet de la hauteur des blocs poreux sur la l'évolution du nombre de Nusselt global avec le nombre de Reynolds	79
Figure IV.22:	Evolution du rapport des nombre de Nusselt globaux (poreux-canal lisse) avec lenombre de Reynolds	79
Figure IV.23 :	Evolution du rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds	79
Figure IV.24 :	Effet de l'espacement des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.	81
Figure IV.25 :	Effet de l'espacement des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai	81
Figure IV.26 :	Effet de l'espacement des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global	82
Figure IV.27 :	Effet l'espacement des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai	82
Figure IV.28 :	Effet de l'espacement des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global	83
Figure IV.29 :	Effet de l'espacement des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai	83
Figure IV.30 :	Effet du nombre de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global	84
Figure IV.31 :	Effet du nombre de blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai	84
Figure IV.32:	Effet du nombre de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global	85
Figure IV.33 :	Effet du nombre de blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai	85

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
A	section chauffée	m ²
C	coefficient de Kozeny	-
C _f	coefficient inertiel	-
C _{p_e}	capacité calorifique effective	kCal/kg °C
C _{p_f}	capacité calorifique du fluide	kCal/kg °C
d	dimension caractéristique des pores	m
D _H	diamètre hydraulique	m
d _s	diamètre des billes (sphères)	m
dP/dx	gradient de pression	Pa/m
E	tension électrique aux bornes de la résistance de chauffage	V
E _n	tension électrique nominale	V
F	coefficient de Forchheimer	-
g	accélération de la pesanteur	m ² /s
h	hauteur	m
h _c	coefficient d'échange de chaleur par convection	W/m ² °C
h _m	coefficient d'échange convectif moyen	W/m ² °C
h _x	coefficient d'échange convectif local	W/m ² °C
I	intensité du courant électrique	A
k	conductivité thermique	W/m °C
k _a	conductivité thermique de l'air	W/m °C
k _b	conductivité thermiques des briques réfractaires	W/m °C
k _c	conductivité thermique effective	W/m °C
k _f	conductivité thermique de la phase fluide	W/m °C
k _s	conductivité thermique de la phase solide	W/m °C
K	perméabilité	m ²
l	largeur	m
L	longueur	m
L _m	longueur moyenne	m
Nu	nombre de Nusselt	-
Nu _g	nombre de Nusselt global	-
Nu _m	nombre de Nusselt moyen	-
Nu _x	nombre de Nusselt local	-
q	densité de flux de chaleur	W/m ²
q _{éle}	densité de flux électrique	W/m ²
Q _{cond}	pertes par conduction	W
Q _{conv}	flux réellement échangé	W

$Q_{\text{éle}}$	puissance électrique	W
$Q_{\text{éle n}}$	puissance électrique nominale	W
Q_{pertes}	pertes thermiques	W
Q_{ray}	pertes par rayonnement	W
R	résistance électrique	Ω
Re	nombre de Reynolds	-
R_{Nug}	rapport des nombres de Nusselt globaux (poreux-canal lisse)	-
$R_{\Delta P}$	rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse)	-
S	espacement entre deux blocs succesifs	m
S_e	section d'entrée du convergent	m^2
S_s	section de sortie du convergent	m^2
T_m	température moyenne du fluide dans une section donnée	$^{\circ}C$
T_p	température de la paroi	$^{\circ}C$
T_0	température du fluide à l'entrée de la veine d'essai	$^{\circ}C$
U	vitesse axiale	m/s
U_D	vitesse Darcienne	m/s
U_m	vitesse caractéristique	m/s
U_0	vitesse à l'entrée de la veine d'essai	m/s
V_s	volume de la matrice solide	m^3
V_t	volume total du milieu poreux	m^3
V_v	volume des pores	m^3
ΔH	différence des hauteurs manométriques	m
ΔP	chute de pression dans la veine d'essai	Pa

Lettres grecques

Symbole	Significatio	Unité
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	masse volumique	kg/m ³
μ	viscosité dynamique	kg/ms
ε	porosité	-
τ	tortuosité	-
μ_e	viscosité effective	kg/ms
η	rapport de contraction	-
θ	température adimensionnelle	-
θ_m	température moyenne adimensionnelle du fluide	-
θ_p	température adimensionnelle de la paroi	-
σ	constante de stephan-Bolzman	W/m ² K ⁴

Introduction générale

Ces dernières années, le domaine des milieux poreux n'a pas cessé d'être un sujet attractif pour de nombreux scientifiques et chercheurs vu ses diverses applications dans l'industrie et le Génie Environnement, à savoir l'exploitation et récupération des gisements de pétrole, la dessiccation des produits Agro-alimentaires, les infiltrations des déchets chimiques dans les sols, l'isolation thermique et acoustique...

Pour mieux comprendre les phénomènes de transport en présence dans ces milieux, plusieurs travaux, surtout numériques, ont été effectués dans ce sens. Cependant, malgré la puissance de l'outil informatique qui a contribué beaucoup à la compréhension de ces phénomènes, des lacunes subsistent dans ce domaine d'où la nécessité d'effectuer des études expérimentales afin de prendre en compte des utilisations pratiques des milieux poreux.

Le présent travail est une contribution aux études expérimentales sur le transfert de chaleur par convection au sein des milieux poreux. Il s'agit plus particulièrement d'analyser les échanges thermiques se produisant dans un canal muni de blocs poreux chauffés localement à flux constant. Une étude comparative a été faite avec le cas du canal lisse.

Ce manuscrit est structuré comme suit :

Dans le premier chapitre sont présentées des généralités sur les milieux poreux ; les paramètres géométriques et thermo-physiques les caractérisants ainsi que les différents modèles utilisés pour décrire les écoulements au sein de ces milieux.

Le deuxième chapitre est consacré à la recherche bibliographique permettant de situer notre travail.

La description de l'installation expérimentale, des moyens de mesure utilisés et de la procédure suivie pour la réalisation de la campagne de mesure sont présentés au troisième chapitre.

Dans le quatrième chapitre sont présentés et discutés les différents résultats obtenus.

A la fin, une conclusion générale est présentée afin de synthétiser l'ensemble du travail et de tirer des informations qui pourraient corroborer certains résultats théoriques préalablement établis.

Généralités sur les milieux poreux

Introduction

Dans le présent chapitre nous allons, tout d'abord, donner une définition des milieux poreux et les différents paramètres les caractérisant telles que la porosité, la perméabilité, la tortuosité.....Nous présenterons ensuite les différents modèles existants et permettant de décrire l'écoulement au sein de ces derniers . Enfin, à la fin de ce chapitre nous parlerons du transfert de chaleur dans ces milieux.

I.1 Définition

Un milieu poreux est un massif formé de cavités (pores) de volume et de surface variés, interconnectées partiellement ou totalement entre eux ou par des petits canaux. On citera par exemple un lit de particules sphériques, les textures fibreuses... Une des principales caractéristiques des corps poreux est de permettre la circulation des fluides dans ses cavités, on distingue pour cela deux types de milieux poreux :

- Le milieu poreux saturé où la matrice est complètement remplie par le fluide comme le sol imbibé d'eau.
- Le milieu poreux où plusieurs fluides miscibles ou non miscibles coexistent au sein des cavités. C'est le cas par exemple du sol partiellement saturé d'eau ou le mélange eau - huile dans les roches pétrolières.

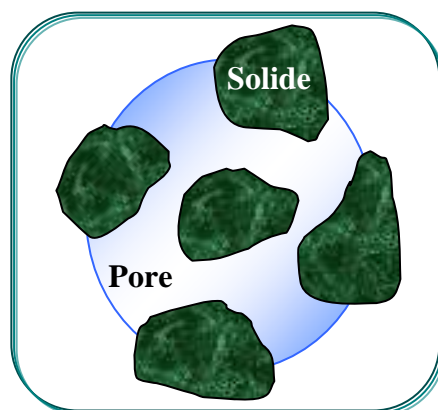


Figure I. 1 : Structure typique d'un milieu poreux.

Classification des milieux poreux

La phase solide d'un milieu poreux, souvent appelée matrice ou squelette, peut se présenter sous deux formes :

* Milieu poreux non consolidé

La phase solide est constituée de grains ou de fibres non soudés entre eux (gravier, sable, limons, billes de verre ...). Les billes de verre sont très couramment utilisées pour étudier les lois qui régissent les écoulements et les phénomènes de transfert dans les milieux poreux. Avec les fibres, on a à faire soit à des fibres minérales (amiante, laine de verre), soit à des fibres organiques (coton, laine, ..).

* Milieu poreux consolidé

Dans ce genre de milieu poreux, la matrice solide est compacte et ne peut se diviser en grains ou en fibres. Dans le domaine minéral, on trouve les roches calcaires qui présentent des séries de fissures reliées entre elles. Il y a aussi les grès qui sont des roches constituées par des grains de sable soudés entre eux par un ciment et de l'argile. Comme milieu consolidé on a aussi la céramique et les poudres frittées.

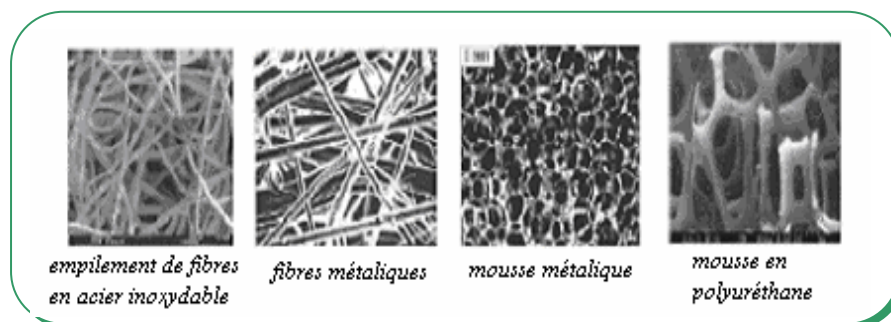


Figure I.2 : Exemples de quelques milieux poreux [1].

Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Lorsqu'on étudie les écoulements dans les milieux poreux, deux échelles s'imposent pour la description des phénomènes de transport :

- l'échelle des pores ou échelle microscopique à l'intérieur de laquelle les grandeurs locales (vitesse, pression...) peuvent beaucoup varier. En général, cette échelle est associée au diamètre moyen des pores d .

- l'échelle du milieu poreux ou échelle macroscopique caractéristique de variations significatives de ces mêmes grandeurs définies en moyenne, sur un certain volume du milieu poreux appelé communément «Volume Élémentaire Représentatif» (V.E.R). Cette échelle macroscopique est associée à une dimension géométrique du milieu L . Ainsi si « l » désigne la dimension caractéristique du V.E.R, elle doit satisfaire à la double inégalité suivante : $d \ll l \ll L$.

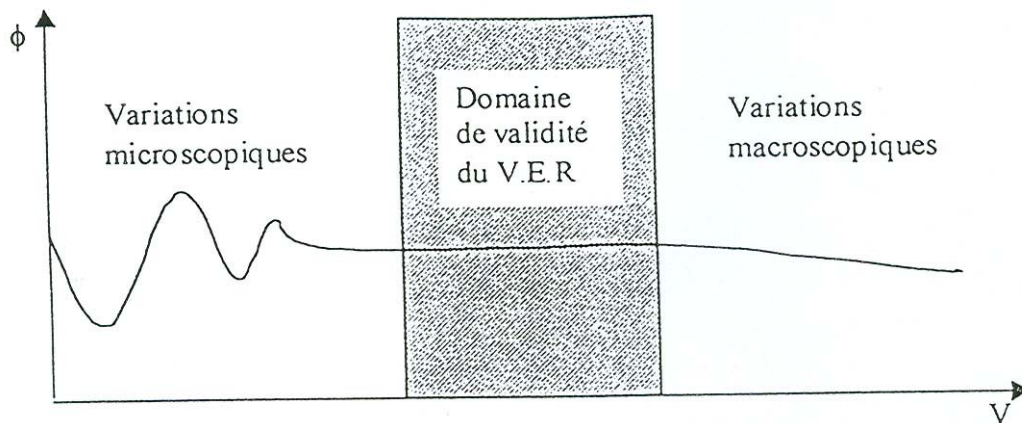


Figure I.3 : Définition du Volume Élémentaire Représentatif sur lequel sont moyennées les différentes grandeurs.

I.2 Caractéristiques thermo-physiques d'un milieu poreux

Plusieurs grandeurs géométriques et thermiques caractérisent un milieu poreux, nous citerons notamment :

I.2.1 La porosité (ε)

Elle est définie comme étant le rapport du volume des vides au volume total du milieu poreux.

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_v}$$

Où

V_t : volume total du milieu poreux [m^3]

V_v : volume des vides (pores) [m^3]

Dans la matrice solide chaque pore peut être connecté à plusieurs pores (pores interconnectés) comme il peut être isolé (pores isolés). Selon le mode de connexion des pores entre eux, nous distinguons :

- la porosité totale : qui représente la fraction du volume de tous les pores (connectés ou non)

- La porosité effective : qui représente la fraction du volume des seuls pores interconnectés
 Dans un milieu poreux non consolidé les porosités totale et effective sont les même, alors que dans un milieu poreux consolidé la différence entre elles peut être significative.

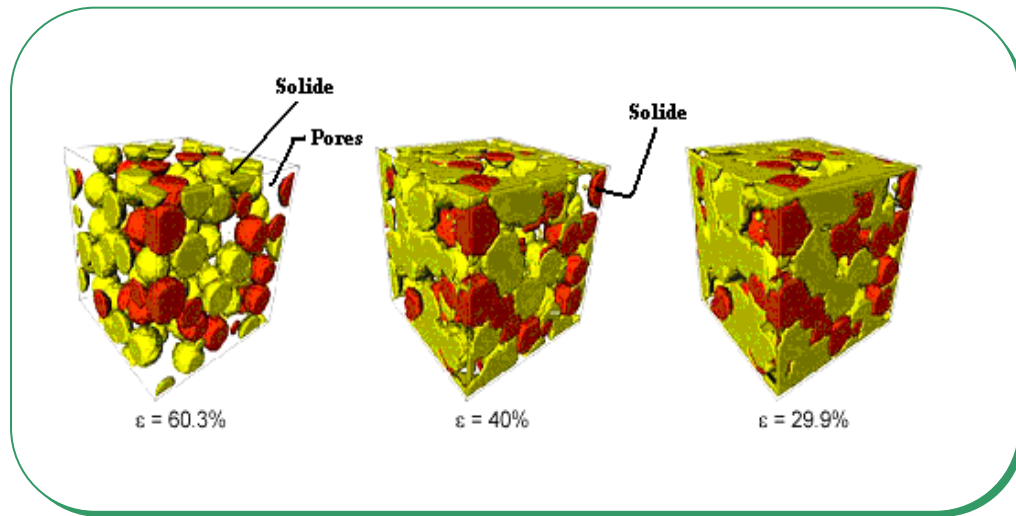


Figure I.4 : Quelques exemples de porosités [1].

Le tableau I.1 représente les résultats des mesures expérimentales faites par *Scheidegger* (1974) et rapportées par *Nield* et *Bejan* (1992).

Matériau	Porosité
Sable	0.37-0.5
Brique	0.12-0.34
Terre (Argile)	0.43-0.54
Poudre d'ardoise noire	0.57-0.66
Poudre de silice	0.37-0.49
Grain de silice	0.65
Charbon	0.02-0.12
Cuir	0.56-0.59
Empilement de sphères	0.36-0.43
Fibre de verre	0.88-0.93
Béton	0.02-0.07
Poudre de cuivre	0.09-0.34
Calcaire (dolomite)	0.04-0.1

Tableau I.1 : Porosité de quelques matériaux (Scheidegger 1997) [2].

La détermination de cette grandeur (porosité) est souvent difficile. Plusieurs techniques ont été élaborées à cet effet et sont basées sur la mesure de deux (02) de ces trois (03) paramètres géométriques du milieu considéré V_t , V_s ou V_v avec :

$$V_s = V_t - V_v$$

Où :

V_s : Volume de la matrice solide [m^3]

Dans le tableau I.2 sont regroupées quelques techniques utilisées pour la détermination de la porosité ainsi que les paramètres mesurés.

Volume mesuré	Méthode de mesure
Volume total (V_t)	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poussée d'Archimède dans le mercure : le mercure liquide non mouillant ne pénètre pas sans pression dans les milieux poreux communs. On obtient alors une mesure très précise du volume total par cette méthode. ➤ Mesure directe de l'échantillon au comparateur : cette méthode ne convient que pour les éprouvettes de formes très régulières.
Volume des vides (pores) (V_v)	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Prise de fluide mouillant par saturation totale des vides : on obtient directement le volume des vides par la différence des poids sec et saturé.
Volume de la matrice solide (V_s)	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Compressibilité d'un gaz parfait : on trace le diagramme pression -volume injecté dans une enceinte d'abord vide puis contenant l'échantillon. Par différence on calcule le volume du solide dont on néglige la compressibilité. ➤ Poussée d'Archimède dans un fluide mouillant saturant totalement le corps poreux : on mesure directement le volume de la phase solide par la différence entre le poids sec et le poids immergé. ➤ Mesure de la masse volumique du solide : après le broyage fin du milieu poreux. ➤ Calcul de la masse volumique du solide : par analyse quantitative des minéraux le constituant.

Tableau I.2 : Quelques techniques de mesure de la porosité (ε) [3].

I.2.2 La perméabilité (K)

C'est un paramètre qui traduit l'aptitude de la matrice solide à laisser passer le fluide sous un gradient de pression.

La perméabilité est une caractéristique du milieu poreux, elle dépend de la forme et de la dimension des grains, de la connectivité des pores et de la porosité.

Elle est donnée par la loi expérimentale de Darcy :

$$K = -\frac{\mu \cdot U_D}{\left(\frac{dP}{dx}\right)}$$

Où :

K : perméabilité exprimée en Darcy ou en [m²] (*1 Darcy = 9.87 × 10⁻¹³ m²*)

μ : viscosité dynamique du fluide [kg/m s]

U_D : vitesse Darcienne [m/s]

$\left(\frac{dP}{dx}\right)$: Gradient de pression dans le sens de l'écoulement [Pa/m]

Dans le tableau I.3 sont représentées les perméabilités de certains matériaux.

Matériau	Perméabilité
Ardoise (poudre)	4.9 10 ⁻¹⁴ ---- 1.2 10 ⁻¹³
Grès	5 10 ⁻¹⁶ ---- 3 10 ⁻¹²
Sable	2. 10 ⁻¹¹ ---- 1.8 10 ⁻¹⁰
Brique	4.8 10 ⁻¹⁴ ---- 2.2 10 ⁻¹³
Sol	2.9 10 ⁻¹³ ---- 1.4 10 ⁻¹¹
Poudre de silice	1.3 10 ⁻¹⁴ ---- 5.1 10 ⁻¹⁴
Cuir	9.5 10 ⁻¹⁴ ---- 1.2 10 ⁻¹³
Fibre de verre	2.4 10 ⁻¹¹ ---- 5.1 10 ⁻¹¹
Béton bitumineux	10 ⁻¹³ ---- 2.3 10 ⁻¹¹
Poudre de cuivre	3.3 10 ⁻¹⁰ ---- 1.5 10 ⁻⁹
Calcaire (dolomite)	2. 10 ⁻¹⁵ ---- 4.5 10 ⁻¹⁴
Terre	2.9 10 ⁻¹³ ---- 1.4 10 ⁻¹¹
Sable	2. 10 ⁻¹¹ ---- 1.8 10 ⁻⁹
Cheveux artificiels	8.3 10 ⁻¹⁰ — 1.2 10 ⁻⁹
Plaque de liège	3.3 10 ⁻¹⁰ — 1.5 10 ⁻⁹
Fils à tisser	3.8.10 ⁻⁹ — 1.10 ⁻⁸

Tableau I.3 : Perméabilités de quelques matériaux [3].

Différents modèles ont été utilisés pour évaluer la perméabilité tels que les modèles capillaires et le modèle du rayon hydraulique. Ainsi, Carman et Kozeny ont recommandé

une formulation mathématique développée à partir d'un modèle capillaire formé de conduites parallèles dont l'expression s'écrit sous la forme suivante :

$$K = \frac{\varepsilon^3 d^2}{36C(1-\varepsilon)^2}$$

Où :

d : dimension caractéristique des pores [m]

C : coefficient de Kozeny appelé "paramètre de forme" ($3.6 < C < 5$)

- dans le cas de grains sphériques entassés : $C = 4.84$

- dans le cas de fibres :

$$C = \frac{62.3 \left(\sqrt{\frac{2\pi}{1-\varepsilon}} - 2.5 \right)^2 (1-\varepsilon) + 107.4}{16\varepsilon^3(1-\varepsilon)^4}$$

- Rumpf et Gupte ont proposé :

$$C = \varepsilon^{5.5} \frac{d^2}{5.6} \quad \text{Pour des particules sphériques entassées.}$$

D'autres chercheurs ont utilisé une formule analogue à celle de Carman-Kozeny pour un milieu formé de billes :

$$K = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^3}{A(1-\varepsilon)^2}$$

Où A est une constante qui varie comme l'indique le tableau I.4 :

Auteurs	Année	Coefficient A
P.C. Carman et J. Kozeny	1937	180
S. Ergun	1952	150
W. Robsenow et J.P. Harnett	1973	175
R. Fand et col.	1986	182
R. Fand et col.	1989	215

Tableau I.4 : Quelques valeurs de A utilisées par certains auteurs.

I.2.3 La tortuosité (τ)

La tortuosité est le rapport entre la longueur moyenne (L_m) du chemin parcouru par une particule fluide entre deux points de la matrice solide, et la longueur (L) en ligne droite entre ces deux points :

$$\tau = \frac{L_m}{L}$$

Elle est utilisée comme facteur de correction du gradient de pression.

$$\nabla P_{\text{modifiée}} = \frac{1}{\tau} \cdot \nabla P$$

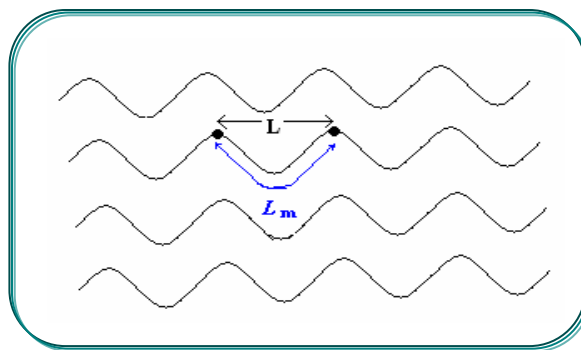


Figure I.5 : Schéma explicatif de la notion de tortuosité.

I.2.4 Conductivité thermique effective (k_e)

Elle est définie comme étant la conductivité thermique du milieu poreux. Du fait de la complexité de la structure de ce milieu, sa conductivité thermique (k_e) dépend de la porosité (ε) et des conductivités thermiques des phases solide (k_s) et fluide (k_f).

Différents modèles basés sur l'analogie électrique, ont été proposés. Nous pouvons citer :

* Modèle série

Dans ce modèle le flux de chaleur traverse successivement les phases solide et fluide et la résistance thermique due au milieu poreux $\left(\frac{1}{k_e}\right)$ est alors égale à la somme des résistances thermiques dans chacune des phases.

$$\frac{1}{k_e} = \frac{\varepsilon}{k_f} + \frac{1 - \varepsilon}{k_s}$$

Où :

k_e : conductivité thermique effective [W/m K]

k_s : conductivité thermique de la phase solide [W/m K]

k_f : conductivité thermique de la phase fluide [W/m K]

ε : porosité

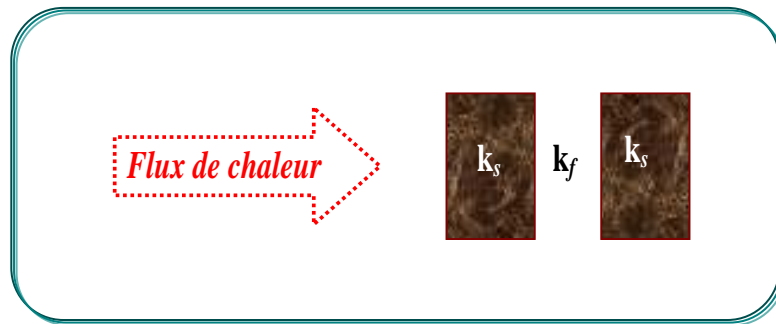


Figure I.6 : Modèle série de la conductivité thermique effective k_e .

* Modèle Parallèle

Dans ce modèle le flux de chaleur traverse les deux phases (fluide et solide) en même temps. La conductivité effective (k_e) est alors égale à la somme pondérée des taux d'occupation d'espace des conductivités phasiques.

$$k_e = \varepsilon \cdot k_f + (1 - \varepsilon) \cdot k_s$$



Figure I.7 : Modèle parallèle de la conductivité thermique effective k_e .

***Modèle de Maxwell**

$$\frac{k_e}{k_f} = \frac{2\varepsilon + (3 - 2\varepsilon) \frac{k_s}{k_f}}{(3 - \varepsilon) + \varepsilon \frac{k_s}{k_f}}$$

Ce modèle a été développé dans le cas de sphères solides lâchés aléatoirement dans un milieu continu et lorsque la porosité est importante.

***Modèle de Zehner et schlunder**

$$\frac{k_e}{k_f} = 1 - \sqrt{1 - \varepsilon} + \frac{2\sqrt{1 - \varepsilon}}{\left(1 - \frac{k_f}{k_s} \beta\right)} \left[\frac{\left(1 - \frac{k_f}{k_s}\right) \beta}{\left(1 - \frac{k_f}{k_s} \beta\right)^2} \ln \left(\frac{1}{\frac{k_f}{k_s} \beta} \right) - \frac{\beta + 1}{2} - \frac{\beta - 1}{1 - \frac{k_f}{k_s} \beta} \right]$$

$$\text{Avec : } \beta = A \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9}$$

A dépend de la forme des particules solides : Particules sphériques A=1.25 ; cylindres creux ou pleins A= 2.5 ; particules quelconques A=1.4.

***Modèle de Hadley**

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = (1 - \alpha_0) \frac{\varepsilon f_0 + \frac{k_s}{k_f} (1 - \varepsilon f_0)}{1 - \varepsilon (1 - f_0) + \frac{k_s}{k_f} \varepsilon (1 - f_0)} + \alpha_0 \frac{2 \left(\frac{k_s}{k_f} \right)^2 (1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon) \frac{k_s}{k_f}}{(2 - \varepsilon) \frac{k_s}{k_f} + \sqrt{1 - \varepsilon}}$$

$$\text{Avec } f_0 = 0.8 + 0.1 \varepsilon$$

$$\alpha_0 = \alpha_0(\varepsilon)$$

$$\text{Log } \alpha_0 = -4.898 \varepsilon \quad : \quad \text{pour } 0 \leq \varepsilon \leq 0.0827$$

$$\text{Log } \alpha_0 = -0.405 - 3.154(\varepsilon - 0.0827) \quad : \quad \text{pour } 0.0827 \leq \varepsilon \leq 0.298$$

$$\text{Log } \alpha_0 = -1.084 - 6.778(\varepsilon - 0.298) \quad : \quad \text{pour } 0.298 \leq \varepsilon \leq 0.580$$

Ce modèle est valable pour les structures périodiques. Il a été construit à partir du modèle de Maxwell par introduction d'une fonction de calage.

I.3 Modèles d'écoulement dans les milieux poreux

Les principes de conservation de la quantité de mouvement, de l'énergie ainsi que de la masse ne peuvent être mis en application directe dans l'étude des écoulements et les phénomènes de transfert dans les milieux poreux, à cause de la complexité géométrique des pores, qu'après passage à l'échelle macroscopique qui permet de faire une équivalence entre un milieu réel désordonné et un milieu continu. Plusieurs modèles ont été établis dont celui de Darcy (1856) qui néglige les effets inertiels et d'autres qui les prennent en considération et qui sont des extensions du premier (Darcy- Forchheimer (1901) par exemple).

I.3.1 Modèle de Darcy (1856)

Pour des faibles vitesses de filtration, H. Darcy (1856) a mis en évidence une loi liant le gradient de pression et la vitesse de filtration à la perméabilité et à la viscosité dynamique.

Elle s'écrit :

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{K} U_D$$

Où :

$\frac{dP}{dx}$: Gradient de pression [Pa / m]

U_D : vitesse de filtration déduite du débit massique [m / s]

μ : viscosité dynamique du fluide [kg / m.s]

K : perméabilité de la matrice poreuse [m²]

On peut noter que la vitesse à l'intérieur des pores peut être très supérieure à la vitesse de filtration puisqu'elle est multipliée par un facteur $1/\varepsilon$.

Limites de validité de la loi de Darcy

La loi de Darcy traduit la proportionnalité entre la vitesse d'écoulement du fluide et le gradient de pression moteur. L'écoulement est d'autant plus aisé que le fluide est moins visqueux et que le milieu poreux est plus perméable. Pour des vitesses d'écoulement importantes on peut s'attendre à des écarts de la linéarité du fait de l'inertie du fluide.

Pour caractériser la nature de l'écoulement et déterminer les limites de validité de la loi de Darcy on a défini pour les milieu poreux un nombre sans dimension analogue au nombre de Reynolds .

Pour un milieu poreux constitué d'un lit de billes en distribution étroite du diamètre on utilise :

$$R_{ep} = \frac{\rho U_p d_p}{\mu}$$

Où

U_p : Vitesse de filtration

d_p : diamètre des pores

Il est généralement montré expérimentalement que la loi Darcy est valable si le nombre de Reynolds en milieu poreux est inférieur à une limite comprise entre 1 et 10 .

Par exemple pour l'écoulement d'un fluide dans un milieu poreux constitué d'un empilement de billes de 100 μm de diamètre, le nombre de Reynolds (R_{ep}) reste inférieur à 1 pour des vitesses inférieures à :

1 cm/s pour l'eau à 20°C.

50 cm/s pour l'air à 20°C .

I.3.2 Modèle de Darcy – Forchheimer (1901)

Ne tenant pas compte des effets inertiels à l'échelle du pore, la loi de Darcy n'est plus applicable pour les écoulements à grandes vitesses. Stanek et Szekely ont formulé une équation vectorielle tenant compte de ces effets et qui se met sous la forme :

$$-\vec{\nabla}P = \frac{\mu}{K} \vec{V} + \rho C_f |\vec{V}| \vec{V}$$

Cette équation est une généralisation de l'équation établie par Forchheimer (1901) pour un écoulement unidirectionnel :

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{k} U + \rho C_f U^2$$

Où :

U : vitesse axiale

C_f : coefficient inertiel

Ergun a proposé d'utiliser :

$$C_f = \frac{1.75(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_p}$$

Joseph , Nield et Papanicolaou (1982) ont utilisé :

$$C_f = \frac{\varepsilon F}{\sqrt{K}}$$

Où F est le coefficient de Forchheimer

Ward (1964) a trouvé expérimentalement, pour une large variété de milieu poreux, que F est très proche de 0.55.

Beavers, Sparrow et Rodenz ont proposé dans le cas d'un matériau formé de billes une expression de F de la forme :

$$F=0.55 \left(1 - 5.5 \frac{d_s}{D_e} \right)$$

Où :

d_s : diamètre des billes (sphères)

D_e : diamètre équivalent du lit occupé par la matrice poreuse

I.3.3 Modèle de Darcy – Brinkman (1947)

En (1947) Brinkman a établi une équation de la quantité de mouvement en combinant l'équation de Darcy et celle de Navier – Stokes pour tenir compte des effets pariétaux. Elle est de la forme :

$$\vec{\nabla} P = -\frac{\mu}{K} \vec{V} + \mu_e \Delta \vec{V}$$

Où $\mu_e \Delta \vec{V}$ sont les forces de viscosité causées par les frottements du fluide avec les parois dans un milieu poreux et μ_e est la viscosité effective.

La notion de viscosité effective a été introduite afin d'exprimer la continuité entre la région poreuse et la région fluide (cas d'une conduite partiellement poreuse).

Brinkman (1947) a supposé que la viscosité effective était égale à la viscosité du fluide. En (1972) Lundgren a montré que la viscosité effective dépend de la viscosité du fluide et de la porosité du milieu poreux. Pour les faibles concentrations de particules, Lundgren confirme l'hypothèse de Brinkman.

I.3.4 Modèle Général ou Modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer

Pour tenir compte de tous les effets cités auparavant, Vafai et Tien (1980, 1981, 1990) ont introduit un modèle général appelé modèle de Darcy – Brinkman – Forchheimer. Sous sa forme vectorielle, ce modèle s'écrit :

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{\rho}{\varepsilon^2} \vec{V} \vec{\nabla} \vec{V} = -\vec{\nabla} P + \mu_e \nabla^2 \vec{V} - \frac{\mu}{K} \vec{V} - \rho \frac{F \varepsilon}{\sqrt{K}} |\vec{V}| \vec{V} + \rho \vec{F}v$$

\vec{V} : est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

Ce modèle d'écoulement est relatif à un fluide Newtonien uniquement

Définition des différents termes de l'équation :

- $\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \vec{\nabla} \vec{V}$: Forces inertielles macroscopiques
- $\vec{\nabla} P$: gradient de pression
- $\mu \nabla^2 \vec{V}$: terme visqueux de Brinkman
- $-\frac{\mu}{K} \vec{V}$: terme de Darcy
- $-\rho \frac{F \varepsilon}{\sqrt{K}} |\vec{V}| \vec{V}$: forces inertielles microscopiques
- $\rho \vec{F}v$: forces de volume

I.4 Transfert de chaleur dans les milieux poreux

La description du transfert de chaleur dans les milieux poreux par l'approche macroscopique peut présenter une différence par rapport au transfert réel, de ce fait la notion d'équilibre local est introduite. Cette dernière à été largement étudiée :

- Carbonell et Whitaker (1984) ont posé des conditions d'équilibre thermique sur la mesure du temps et de la longueur.
- Bennacerallah (1994) et Kaviany (1995) ont étudié la condition d'équilibre et ont trouvé qu'elle est satisfaite en régime instationnaire.
- Chang et al. (1990) ont trouvé que l'équation d'énergie macroscopique peut être obtenue par prise de moyenne de l'équation d'énergie dans chaque phase et dans un volume élémentaire. Elle se présente sous la forme suivante :

$$(\rho C_p)_e \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_f \vec{V} \vec{\nabla} T = k_e \nabla^2 T$$

$$\text{Avec } (\rho C_p)_e = \varepsilon(\rho C_p)_f + (1 - \varepsilon)(\rho C_p)_s$$

Où :

ρ : Masse volumique du fluide considéré [kg /m³]

$(Cp)_e$: capacité calorifique effective [kCal/kg °C]

$(Cp)_f$: capacité calorifique du fluide [kCal/kg °C]

ε : Porosité du milieu poreux

k_e : conductivité thermique effective [kCal/h m °C].

N.B : cette équation décrivant le transfert de chaleur dans un milieu poreux a été obtenu en tenant compte des hypothèses simplificatrices suivantes :

- * Le terme de dissipation visqueuse est négligeable (hypothèse justifiée si la vitesse de filtration reste relativement faible et si les fluides saturants ne sont pas trop visqueux).
- * Les caractéristiques thermiques des phases solide et fluide sont supposées constantes et donc indépendantes de la température
- * Pas de sources internes de chaleur

Conclusion

Ce chapitre nous a permis de mettre en évidence les différents paramètres pertinents dans l'étude de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les milieux poreux.

Le prochain chapitre sera consacré à une étude bibliographique afin de situer la position du présent travail.

Recherche bibliographique

Introduction :

Plusieurs techniques ont été proposées pour améliorer le transfert de chaleur dans les systèmes thermiques (échangeurs de chaleur, équipements électroniques...). Parmi ces méthodes il y a celle qui consiste à utiliser des ailettes ou des blocs solides en faisant varier leurs géométries (forme et taille) de façon à maximiser le transfert thermique aux dépens d'une chute de pression la plus faible possible.

Récemment, l'utilisation de matériaux poreux dans les systèmes de refroidissement (technique qui semble être prometteuse) a connu un grand développement. En effet, plusieurs études numériques et expérimentales ont été menées afin de mieux cerner les aspects thermique et dynamique dans ces milieux.

Dans ce chapitre nous avons essayé de faire une synthèse bibliographique des différents travaux effectués dans ce domaine. On commencera par ceux qui ont utilisé des blocs solides ensuite, on présentera ceux ayant proposé une combinaison solide-poreux et on terminera par les études qui ont été faites avec des blocs poreux et qui sont proches de notre travail.

II.1 Utilisation de blocs solides

Les travaux utilisant des blocs solides sont nombreux, nous citons ici quelques uns.

- Le travail réalisé par **T.J. Young et al. (1998, [4])**, est une simulation numérique de la convection forcée en écoulement incompressible dans un canal muni sur sa paroi inférieure de blocs solides chauffés localement. Le système d'équations gouvernant ce problème a été résolu par la méthode des éléments finis.

Le but de cette étude était de mettre en évidence les effets de variation de la géométrie des blocs (hauteur : 0.125-0.5, largeur : 0.125-0.25, espacement : 0.125 – 0.5 et le nombre), le rapport des conductivités solide- fluide (10-1000), le nombre de Reynolds (200-2000) et la méthode de chauffage (flux surfacique ou génération volumique de chaleur), sur la structure des champs dynamique et thermique.

Trois types de nombre de Nusselt ont été calculés : nombre de Nusselt local le long des faces exposés des blocs, le Nusselt moyen de chaque face et le Nusselt moyen global pour chaque bloc.

D'après les résultats obtenus il a été montré que certains paramètres gouvernants tels que la hauteur et l'espacement des blocs peuvent avoir des effets significatifs sur le refroidissement de ces blocs, alors que d'autres telle que la méthode de chauffage ont peu d'influence.

-Le problème du transfert de chaleur en écoulement pulsé dans un canal muni de deux blocs chauffés a été étudié par **S.Y. Kim et al. (1998, [5])**. A l'entrée du canal un écoulement pulsé de la forme $U_i = U_o (1+A \sin(\omega\tau))$ (A étant l'amplitude de pulsation) à une température T_C a été imposé. Les surfaces des blocs sont maintenues à une température T_H et les parois du canal sont supposées adiabatiques.

Pour la résolution du système d'équations obtenu avec les conditions aux limites associées, l'algorithme Simpler a été utilisé. Les effets de certains paramètres tels que le nombre de Reynolds (500-700), le nombre de Strouhal (0-2), l'amplitude de pulsation (0.2-0.7) et l'espacement entre les deux blocs (0.1-5), sur la structure des champs dynamique et thermique ont été traités. D'autres paramètres ont par contre été fixés : le nombre de Prandtl ($Pr=0.7$, le fluide de travail étant l'air), la hauteur des blocs ($h/H = 0.25$, H étant la hauteur du canal) et leur longueur ($l/H = 1$).

Les résultats obtenus ont permis de montrer que, par une pulsation, un champ dynamique stable et régulier est fortement déstabilisé et donne naissance à des tourbillons régulièrement espacés derrière le dernier bloc ; ce nouveau régime instationnaire est fortement périodique et organisé. L'évolution du facteur d'amélioration du transfert thermique Nu_m / Nu_{ms} (Nusselt moyen en régime pulsé / Nusselt moyen en régime stationnaire) avec le nombre de Strouhal présente un maximum qui augmente avec le nombre de Reynolds et qui est plus prononcé pour le deuxième bloc .Il a été aussi trouvé qu'il existe une valeur optimale de l'espacement entre les blocs pour laquelle le facteur d'amélioration est maximal. Ce dernier est aussi fortement augmenté par l'augmentation de l'amplitude de pulsation.

Les résultats de cette étude indiquent clairement qu'un écoulement pulsé à l'entrée d'un canal peut être utilisé pour améliorer le transfert de chaleur dans les systèmes thermiques.

- **S. Chen et al. (2001, [6])** ont mené une étude expérimentale pour déterminer les effets de différents arrangements d'obstacles sur le refroidissement de composants électroniques. Ces derniers ont été simulés par cinq blocs, de section carrée, identiques, électriquement chauffés

et montés dans un canal formé de plaques parallèles. Les blocs ont été placés côte à côte à des distances variables perpendiculairement à l'écoulement. Les résultats obtenus ont montré, entre autres, que :

- L'arrangement classique (blocs équidistants) n'est pas forcément l'optimal et doit être évité.
- Quand les distances entre les obstacles suivent des arrangements en série géométrique, différentes performances thermiques peuvent être obtenus : si le rapport entre deux espacements successives (S_{i+1} / S_i) est de 1.6, la température maximale et le maximum de différence de température entre les cinq blocs peuvent énormément diminuer. Cependant, quand le rapport augmente à 2, un comportement inverse est trouvé.
- Quand la distance entre les deux derniers obstacles est fixée tandis que les autres suivent un arrangement en série géométrique, une meilleure performance thermique est obtenue. Par exemple, quand le nombre de Reynolds est de 800, la température maximale à l'arrangement optimal ($S_2 / S_1 = S_3 / S_2 = 1.6$ et $S_4 = 19.05$ mm) peut être réduite de 12 % par rapport à l'arrangement classique et le maximum de différence de température entre les cinq obstacles est diminué de 32.1 %.

- **C. Herman et al. (2001, [7])** ont présenté les résultats d'une étude comparative entre trois techniques d'amélioration du transfert de chaleur en convection forcée. Il s'agit du refroidissement de blocs solides, simulant des composants électroniques, placés dans un canal à plaques parallèles. Le transfert de chaleur dans la géométrie de référence (le canal plan chauffé asymétriquement) est comparé au cas du canal cannelé de base (sans blocs), et la même géométrie améliorée avec la présence de cylindres et de vanes placés au-dessus du bord aval de chaque bloc chauffé. En plus des mesures classiques de chutes de pression et du flux de chaleur transmis, l'interférométrie holographique (holographic interferometry) associée à une caméra à grande vitesse (high speed cinematography) a été utilisée pour visualiser le champ de température instationnaire, ceci a permis de voir que les endroits où il y a augmentation du transfert thermique dépendent de la technique de refroidissement utilisée.

Les expériences ont été menées à des vitesses d'écoulement modérées (entre 0.076 et 2.36 m/s) donnant des nombres de Reynolds entre 800 et 6500 et balayant ainsi les régimes laminaire, de transition et turbulent.

Des oscillations ont été observées dans le cas du canal cannelé de base entre $Re = 1050$ et $Re=1320$ et autour de $Re = 350$ et 450 pour le canal cannelé muni de cylindres et vannes respectivement. A des nombres de Reynolds au-dessus de ceux des oscillations et pour le régime de transition, les taux de transfert dans les canaux considérés dépassent les performances de la géométrie de référence (canal chauffé asymétriquement).

II.2 Utilisation d'une combinaison blocs solides -poreux

Parmi les études qui se sont intéressées à l'utilisation de matériaux poreux pour améliorer le refroidissement de blocs solides, nous citons :

- **Y. Ould Amer et al. (1998, [8])** qui ont simulé numériquement le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal partiellement poreux comportant des blocs solides générant un flux de chaleur. L'étude a montré que, en absence de substrat poreux, des zones tourbillonnaires apparaissent en amont et en aval de chaque bloc entraînant ainsi une diminution du transfert de chaleur des parois verticales des blocs vers le fluide. Pour remédier à ce problème, l'étude a montré qu'il est nécessaire d'espacer les blocs solides, de rapprocher le premier de l'entrée du canal et d'augmenter la vitesse de ventilation.

Dans le cas où une couche poreuse est placée en amont et en aval de chaque bloc, la vitesse d'écoulement dans les régions poreuses diminue en particulier pour les faibles valeurs du nombre de Darcy. Lorsque sa valeur est inférieure à 10^{-3} , il a été observé d'une part la disparition de la zone tourbillonnaire en amont du premier bloc et d'autre part, la diminution considérable de la taille de la zone de recirculation en aval du dernier obstacle avec la présence permanente de ces zones entre les blocs.

Cette étude a également montré que dans le cas où le rapport des conductivités thermiques effective/fluide est supérieur à 3, la présence d'une couche poreuse contribue d'une manière significative à l'amélioration du transfert de chaleur. Cette augmentation est de l'ordre de 13% par rapport au cas du canal sans matrices poreuses.

- **R. Rachedi et al. (2001, [9])** ont étudié numériquement le refroidissement de composants électroniques en convection mixte. L'étude a été faite en simulant les composants par des blocs solides rectangulaires placés sur la paroi inférieure d'un canal et générant un flux de chaleur.

Cette étude a montré que le transfert thermique est fortement réduit lorsqu'il y a présence de convections forcée et naturelle en même temps, ce qui entraîne l'élévation de la température des parois des blocs : la convection mixte est donc à éviter.

Il a été également montré que le transfert de chaleur est atténué lorsqu'une couche poreuse faiblement conductrice est insérée et ceci quel que soit le mode de transfert par convection en présence (naturelle, mixte ou forcée). Lorsque le rapport des conductivités thermiques effective/fluide dépasse une certaine valeur, le transfert de chaleur est fortement amélioré en comparaison au cas fluide. A titre d'exemple dans le cas où $Da = 10^{-5}$ et $k_e/k_f = 100$, la température maximale est réduite de 41 % dans le cas de la convection naturelle, de 45 % dans le cas de la convection mixte et de 31 % lorsque $Re = 1000$ (convection forcée).

- **P.C. Huang et al. (2005, [10])** ont mené une étude numérique sur l'amélioration, en convection forcée, du refroidissement de blocs par utilisation de couvercles poreux. Il s'agit d'un écoulement d'air dans un canal à plaques parallèles dont les parois inférieure et supérieure sont isolées. Des blocs solides, munis de couvercles poreux et montés sur la plaque inférieure du canal sont chauffés localement par des sources internes de chaleur supposées constantes et uniformes. Le champ dynamique est gouverné par les équations de Navier-Stokes dans la zone fluide, alors que l'équation de Darcy-Brinkman-Forchheimer est utilisée pour modéliser l'écoulement dans la région poreuse. Le champ thermique est gouverné par l'équation d'énergie dans laquelle on ne tient compte du terme de génération de chaleur que dans la zone solide représentant les blocs. La solution du système d'équations trouvé avec les conditions aux limites associées est obtenue par une analyse vorticité-lignes de courant. Afin de mettre en évidence l'intérêt pratique d'une telle étude, les effets de plusieurs paramètres physiques (nombres de Darcy et Reynolds et le coefficient inertiel) et géométriques (taille des couvercles poreux) sur la structure des champs dynamique et thermique ainsi que sur la distribution des nombres de Nusselt locaux et moyens ont été analysés.

Dans cette étude les rapports des conductivités thermiques solide -fluide et effective -fluide ont été fixés respectivement à 10 et 1 et la géométrie des blocs solides (nombre, dimensions et espacement) a été aussi inchangée.

Les résultats ont montré que le profil parabolique de vitesse pris à l'entrée est significativement modifié par la présence des couvercles poreux qui provoquent la formation de zones de recirculation entre les blocs et dont la taille transversale a un grand effet sur les caractéristiques du champ thermique autour des faces exposées des blocs.

Ces résultats ont indiqué aussi que la forme et la structure de ces couvercles poreux jouent un rôle important dans l'amélioration du transfert de chaleur sur les faces supérieure et de droite des blocs. La comparaison des nombres de Nusselt moyens avec et sans couvercles poreux

pour le système de quatre blocs utilisé, a montré clairement une importante augmentation du taux de refroidissement des blocs par utilisation de couvercles de nature poreuse et de taille finie.

II.3 Utilisation de blocs poreux

Plusieurs travaux ont été effectués dans ce domaine, nous pouvons citer :

- **A. Hadim (1994, [11])**, qui a réalisé une étude numérique d'un écoulement bidimensionnel, en régimes laminaire et permanent, dans un canal poreux avec des sources de chaleur localisées. Deux cas ont été étudiés, canal complètement poreux et canal partiellement poreux.

Les résultats obtenus sur le plan dynamique indiquent que le profil de vitesse, dans le cas sans milieu poreux, évolue d'un profil plat vers un profil parabolique alors que dans le cas d'un canal totalement poreux, il y a diminution de l'épaisseur de la couche limite ce qui décale la partie plate du profil de vitesse vers les parois. Il a été aussi observé que, dans le cas d'un canal partiellement poreux, le profil de vitesse n'atteint jamais la forme parabolique.

Sur le plan thermique, l'étude a démontré que quelle que soit la configuration du canal, le flux de chaleur échangé est pratiquement le même, cependant les pertes de pression sont moins importantes (d'environ 50 %) dans le cas où le canal est partiellement poreux.

- **P.C. Huang et al. (1994, [12])** ont mené une étude, en convection forcée, sur l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal muni de blocs poreux. Le modèle général de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été utilisé pour modéliser l'écoulement dans les régions poreuses afin de tenir compte des effets inertiels et visqueux en même temps. Les principaux résultats obtenus ont montré que les distributions des lignes de courant, des isothermes et des nombres de Nusselt locaux dépendent de plusieurs paramètres tels que : les nombres de Reynolds, de Darcy et de Prandtl et les paramètres géométriques des blocs poreux (hauteur et espacement entre les blocs). Cette étude a permis de mettre en évidence que le transfert thermique peut être amélioré si des blocs poreux sont utilisés (comparaison des cas avec et sans blocs poreux) et qu'un maximum de transfert est obtenu pour une structure poreuse optimale.

- **H.J. Sung et al. (1995, [13])** ont réalisé un travail numérique pour caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur, en convection forcée, dans un canal partiellement rempli par un milieu poreux. Ils ont montré que la hauteur du milieu poreux, le nombre de

Darcy Da et le rapport des conductivités thermiques R_k influencent la structure des champs dynamique et thermique. Quand la hauteur augmente et Da diminue, le débit dans la zone entre le substrat poreux et la paroi solide du canal augmente. Dans le même sens, quand R_k croît, pour une valeur fixe de Da , le taux de chaleur transmis est amélioré.

- **W.S. Fu et al. (1996, [14])** ont effectué une étude sur l'amélioration du transfert de chaleur, en régime laminaire, dans un canal muni d'un bloc poreux. Les paramètres tels la porosité ϵ , le diamètre des particules D_p , le nombre de Reynolds et la hauteur du bloc poreux HP sont considérés et pour une simulation plus réaliste, la variation de la porosité est prise en considération. Tous les effets non Darcien incluant les effets de channeling, de paroi solide et inertiels sont aussi pris en compte.

L'influence de ces paramètres sur les performances thermiques de la paroi chauffée a été examinée. Les résultats obtenus peuvent être résumés comme suit :

- La performance thermique peut être obtenue par un bloc poreux en cuivre placé dans une région à haute température.
- Un bloc poreux avec une grande porosité, $HP = 0.5$ et un grand diamètre de particules D_p , peut améliorer le transfert thermique à l'opposé du cas où $HP = 1$.

- **C. Cui et al. (2001, [15])** ont mené une étude expérimentale en convection forcée dans un canal complètement poreux muni de sources de chaleurs discrètes localisées sur la paroi supérieure. Le milieu poreux utilisé est un substrat fibreux ayant une porosité de 0.88 et une perméabilité d'environ $6.67 \times 10^{-9} \text{ m}^2$.

Les températures le long de la paroi chauffée ainsi que la distribution de température à l'intérieur du canal poreux ont été mesurées pour différentes densités de flux de chaleur (5, 10 et 19.5 W/cm^2) et pour plusieurs nombres de Reynolds (250, 400 et 600). Les résultats ont été présentés en terme de température de la paroi chauffée le long du canal, de nombre de Nusselt local et de champ de température à l'intérieur du canal poreux.

Un modèle analytique a été aussi élaboré en utilisant l'intégrale de Green au niveau des sources discrètes. Les résultats obtenus ont été confrontés à ceux de l'expérimentation et il a été trouvé un bon agrément entre les deux.

Leurs résultats expérimentaux ont confirmé que le transfert de chaleur est plus important aux bords d'attaque des plaques chauffantes et aux grands nombres de Reynolds.

- Une nouvelle méthode pour l'amélioration du transfert de chaleur à partir d'une surface donnée par utilisation d'ailettes poreuses a été introduite par **S. Kiwan et al. (2001, [16])**. Dans leur analyse le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été adopté pour simuler le comportement du fluide dans les ailettes poreuses. Pour la résolution du système d'équations obtenu avec les conditions aux limites correspondantes, la méthode des éléments finis a été choisie.

Le but de cette étude était l'estimation des performances thermiques des ailettes poreuses et leur comparaison avec les ailettes solides classiques. Il a été trouvé que l'utilisation d'ailettes poreuses de porosité ε peut mener à une amélioration des performances par rapport à des ailettes solides de même tailles avec un gain en matériau.

Les effets de différents paramètres, de conception et de fonctionnement, sur les performances thermiques des ailettes poreuses ont été considérés tels que le nombre de Rayleigh Ra , le nombre de Darcy Da et le rapport des conductivités thermiques. Les résultats ont montré qu'une amélioration du transfert de chaleur dans les ailettes poreuses peut être obtenue avec l'accroissement de Ra et aux grands nombres de Darcy. Il a été également constaté qu'il existe une limite optimale du rapport des conductivités thermiques au-delà de laquelle il n'y a plus d'amélioration des performances thermiques des ailettes.

- **O.N. Sara et al. (2001, [17])** ont analysé expérimentalement l'effet d'utilisation de blocs perforés sur les chutes de pression et le transfert de chaleur. L'étude a été menée dans un canal rectangulaire dans lequel des blocs en aluminium ont été placés sur sa paroi inférieure où un chauffage à flux constant a été appliquée le long de cette dernière.

Différents paramètres ont été variés afin de mettre en évidence leur influence sur les champs dynamique (chute de pression) et thermique (nombre de Nusselt moyen) : le nombre de Reynolds Re (6670-40000), l'angle d'inclinaison des trous θ (0° , 15° , 30° et 45°), le rapport d'ouverture des perforations Φ (somme des aires des parties enlevées pour obtenir les perforations dans un bloc / surface d'un bloc : 0.05, 0.1 et 0.15), le diamètre des trous D (2.5, 4.5 et 8 mm) ainsi que le nombre de blocs N_b (2, 3, 4 et 7 conduisant à des rapports distance entre les blocs au rayon hydraulique $S_x / D_e = 1.407, 1.116, 0.713$ et 0.309).

Les résultats obtenus ont mis en évidence d'une part, une amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation des paramètres θ , Φ et D et la diminution de S_x / D_e et Re . D'autre part, la chute de pression n'est pas affectée par l'angle d'inclinaison des perforations θ , alors qu'elle décroît avec l'augmentation de D , Re , S_x / D_e et Φ .

En comparaison avec une surface lisse, un gain en énergie jusqu'à 40 % est obtenu par utilisation de blocs perforés et une dissipation de chaleur maximale de 20 % dans le cas des blocs solides.

A l'issue des résultats obtenus des corrélations ont été développées pour le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de frottement.

- **D. Angirasa (2002, [18])** a réalisé un travail expérimental pour tester l'efficacité des mousses métalliques (aluminium) comme dissipateurs d'énergie en convection forcée.

Les essais ont été effectués dans un canal aérodynamique en plexiglas de section carrée et relié à un ventilateur à vitesse variable. Le bloc fibreux chauffé est placé sur la paroi inférieure du canal où un trou a été réalisé à cet effet.

Les températures de l'air en amont et en aval du bloc ainsi que celle de sa base ont été mesurées par des thermocouples de type T (Cuivre-Constantan) alors que les vitesses locales du fluide ont été calculées à partir des mesures de pression par des tubes de Pitot reliés à un micromanomètre. Les paramètres qui ont été variés dans cette étude sont la vitesse à l'entrée du canal (entre 2 et 9 m/s), la puissance de chauffage (3.7 et 9.2 W) ainsi que la porosité (0.97 et 0.93) et la structure des blocs.

Les résultats ont montré d'une part, que les blocs fibreux ayant une grande porosité (au-dessus de 90 %) possèdent une faible résistance thermique et par conséquent mènent à un taux de transfert de chaleur assez important et d'autre part, que la dissipation de chaleur par utilisation de blocs fibreux métalliques est plus grande que dans le cas de blocs pleins.

- En utilisant une méthode nommée "characteristics-based matrix-free implicit finite-volume" avec un maillage non structuré, **K.S. Chiem et al. (2004, [19])** ont effectué une simulation numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur, en régimes stationnaire et instationnaire, dans un canal muni de blocs poreux. Le cas du canal partiellement ou complètement poreux en présence de blocs solides chauffés discrètement à flux constant a été aussi traité. Pour la modélisation de l'écoulement laminaire dans le canal, les équations de Navier-Stokes ont été utilisées dans la région fluide alors que le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été utilisé dans les zones poreuses. Il a été constaté pour tous les cas étudiés un grand changement de la structure des champs dynamique et thermique à cause de l'insertion du substrat poreux. Les effets des nombres de Reynolds et Darcy sur l'augmentation du transfert thermique et sur les pertes de pression ont été particulièrement traités. Cette étude a

permis de mettre en évidence la formation et la variation dans le temps des zones de recirculation ainsi que l'existence d'une insertion poreuse optimale.

En régime instationnaire, les résultats ont permis de montrer qu'aux grands nombres de Reynolds, l'écoulement dans le canal partiellement poreux présente un aspect cyclique quoique différent de celui observé en canal non poreux ; la périodicité étant confinée dans une faible zone derrière le dernier bloc solide. En ce qui concerne le champ thermique, la température change plus lentement et ne présente pas de variations cycliques sur une longue période temporelle.

Le plus important résultat qui ressort de ce travail est que, pour tous les cas considérés, changer quelques valeurs paramétriques peut avoir des effets significatifs et intéressants aussi bien sur la structure de l'écoulement que sur les caractéristiques du transfert de chaleur.

Conclusion

L'ensemble de la littérature examinée indique que le transfert de chaleur par convection est plus conséquent en présence d'un milieu poreux. Cette recherche nous a permis aussi de constater que les études numériques en présence de blocs poreux sont plus nombreuses que les travaux expérimentaux dans le même domaine. Ceci justifie cette étude qui est une contribution à l'étude de l'amélioration du transfert thermique dans un canal muni de blocs poreux.

Expérimentation

Introduction

Après avoir passé en revue les différentes définitions relatives aux milieux poreux ainsi que certains travaux réalisés dans ce domaine, nous allons dans ce chapitre décrire le dispositif expérimental, les moyens utilisés et la procédure suivie pour la prise des mesures.

III.1 Description du banc d'essai

Le dispositif expérimental utilisé dans cette étude est constitué de plusieurs éléments que nous décrivons ci-dessous :

III.1.1 La soufflerie subsonique

La soufflerie subsonique utilisée, principalement réalisée en PVC rigide, est une installation qui permet de réaliser des expériences en aérodynamique (figure III.1).



Figure III.1 : Soufflerie subsonique EA600

Elle est constituée des éléments suivants (figure III.2) :

- **Un convergent (1)** : au profil type ligne de jet, dont le rapport de contraction η est élevé ($\eta = \frac{S_e}{S_s} \approx 15$ avec S_e est la section d'entrée et S_s est la section de sortie).

Cette forme permet d'avoir une répartition uniforme de l'écoulement d'air à l'entrée de la veine d'essai.

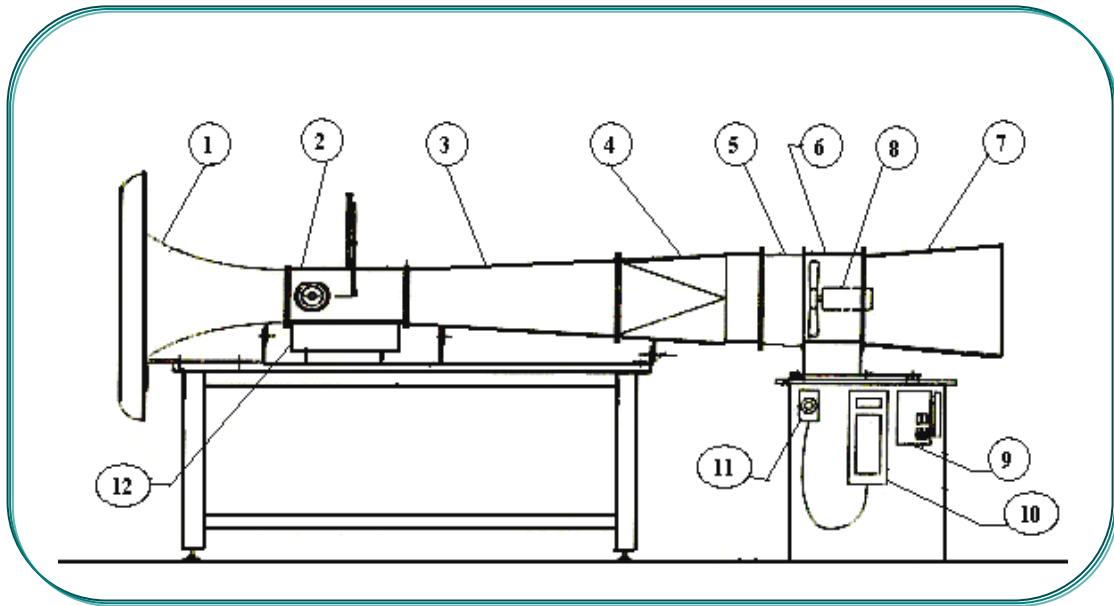


Figure III. 2 : Schéma descriptif de la soufflerie

- **Une veine d'essai (2)** : de section carrée, elle est réalisée entièrement en plexiglas. La paroi supérieure est équipée de sept passages étanches pour la mise en place des sondes de mesure. Cette veine, initialement conçue pour des mesures en aérodynamique, a été modifiée [20] afin de faire des études en thermique.
- **Un divergent (3)** : c'est un redresseur assurant la liaison entre la veine et le groupe moto-ventilateur.
- **Un diffuseur (4)**
- **Un branchement souple (5)** : pour palier toute vibration parasite due au groupe moto-ventilateur.
- **Un groupe moto-ventilateur axial (8)** : monté sur un bâti métallique (6) indépendant.
- **Un diffuseur (7)** : assure la sortie de l'écoulement d'air dans le local.
- **Un variateur de vitesse (10), (11)** : piloté par une commande à distance, permet de travailler sur une plage de vitesse de 1 à 30 m/s, variable en continu.
- **Un système de chauffage (12)** : une description détaillée de cet élément sera faite dans le paragraphe suivant.

Les principales caractéristiques et spécifications de la soufflerie [21] sont :

Dimensions de la veine d'essai :

- Section : 230 mm × 230 mm

- Longueur : 500 mm

Vitesse maximale dans la veine d'essai : 30 m/s

Puissance du moteur : 3 kW

Alimentation électrique : 380 V, triphasé, 50 Hz

Poids net : 250 kg

Encombrement (L×l×h) : 3.70 m×1.00 m×1.70 m

III.1.2 Le système de chauffage

Afin de limiter les déperditions thermiques, un système de chauffage (figure III.3) consistant en des résistances et des matériaux d'isolation a été réalisé à cet effet. Il comprend les éléments suivants :

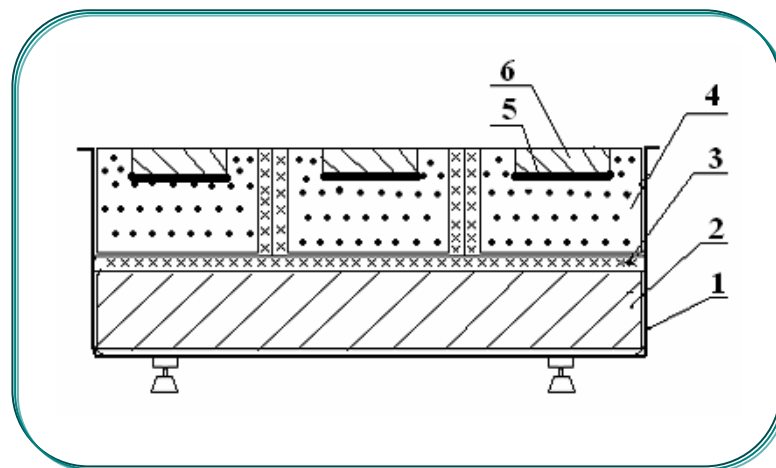


Figure III. 3 : Schéma descriptif du système de chauffage.

- **Un boîtier métallique (1) :** monté sur quatre pieds réglables permettant son montage et démontage.
- **Un porte briques (2) :** réalisé à partir d'une ébauche prismatique en ciporex (70 mm d'épaisseur). Son rôle, en plus de l'isolation, est de donner un même niveau aux briques réfractaires.
- **Du Chêne-liège (3) :** il a été disposé en dessous et entre les briques réfractaires afin de renforcer l'isolation thermique (faible conductivité thermique, $k = 0.04 \text{ W / m}^\circ\text{C}$, 3 mm d'épaisseur).

- **Des briques réfractaires isolantes (4) :** pour avoir une bonne isolation thermique, nous avons placé chaque résistance électrique dans une brique réfractaire (40 mm d'épaisseur), en usinant des rainures à cet effet.

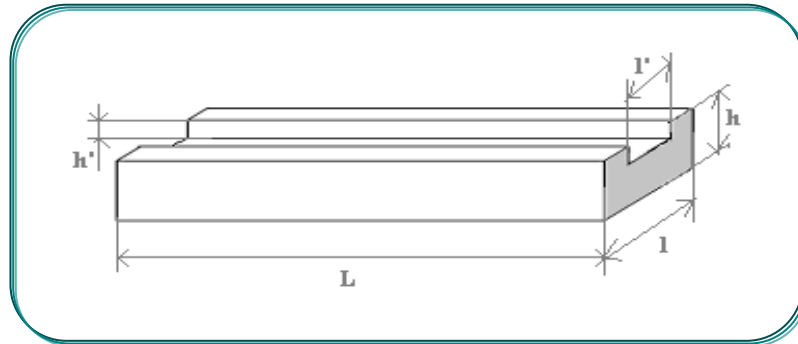


Figure III. 4 : Schéma d'une brique réfractaire usinée.

Les Caractéristiques et spécifications de la brique réfractaire isolante utilisée sont :

- Dimension ($L \times l \times h$) : 230 mm \times 90 mm \times 40 mm
- Dimension de la rainure ($L \times l' \times h'$) : 230 mm \times 40 mm \times 10 mm
- Symbole technique : RL30

Le tableau III.1 regroupe quelques caractéristiques de certaines briques réfractaires.

Type de brique	Classification		Temp. maximale (°C)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)					
	AFNOR	ASTM		200 (°C)	400 (°C)	600 (°C)	800 (°C)	1000 (°C)	1200 (°C)
PS5	105L	20	1050	0.13	0.16	0.18	-	-	-
PS8	-	-	1050	0.22	0.24	0.27	-	-	-
RL11	-	-	1200	0.18	0.21	0.24	0.28	0.31	-
ISOLA	130L	-	1350	0.22	0.24	0.27	0.31	0.35	-
RL26	140L	28	1450	0.22	0.26	0.28	0.32	0.36	0.38
RL30	160L	30	1600	0.36	0.37	0.40	0.43	0.49	0.53
CIMEX	-	-	1300	0.44	0.47	0.51	0.57	-	-

Tableau III. 1 : Caractéristiques de quelques briques réfractaires isolantes [22].

- **Des résistances électriques (5) :** elles sont au nombre de trois, placées à égale distance sur les briques réfractaires. Chaque résistance est montée sous une plaque d'aluminium (6) de 8 mm d'épaisseur afin d'assurer une répartition uniforme de la température (figure III.5).

Formée d'un fil de résistance, d'une matière isolante et d'une enveloppe en inox, chaque résistance possède les caractéristiques suivantes :

- Dimension : 230 mm × 40 mm × 3 mm
- Intensité du courant I = 1.6 A
- Tension nominale : $E_n = 220$ V
- Puissance nominale : $Q_{elen} = 350$ W

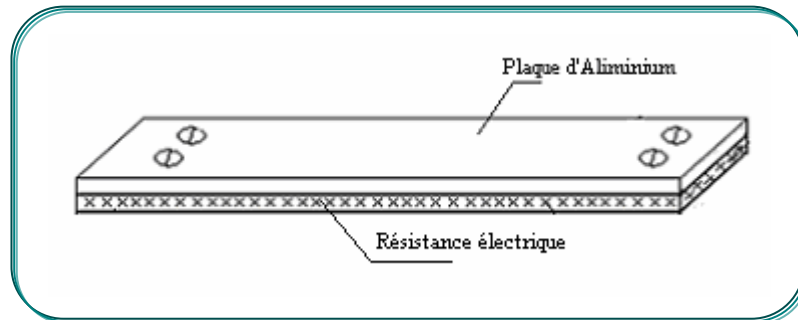


Figure III. 5 : Schéma d'une résistance électrique.

III.1.3 Blocs poreux

Cinq types de blocs poreux de structure et de conductivité thermique différentes ont été utilisés.

a. Blocs poreux en Aluminium (Al)

Ce sont des parallélépipèdes formés d'un assemblage régulier de conduits de section triangulaire disposés en plusieurs rangées.

Leurs principales caractéristiques sont :

Dimensions

- Longueur : $L = 230$ mm
- Largeur : $l = 40$ mm
- Hauteur : $h = 30$ mm

Matériau

Aluminium

- Masse volumique : $\rho = 2702$ kg/m³
- Conductivité thermique : $k = 204$ W.m⁻¹.K⁻¹ (à T= 300 K)

Caractéristiques physiques

- Porosité : $\varepsilon = 0.55 \pm 0.05$
- Perméabilité : $K = 7 \times 10^{-8}$ m²

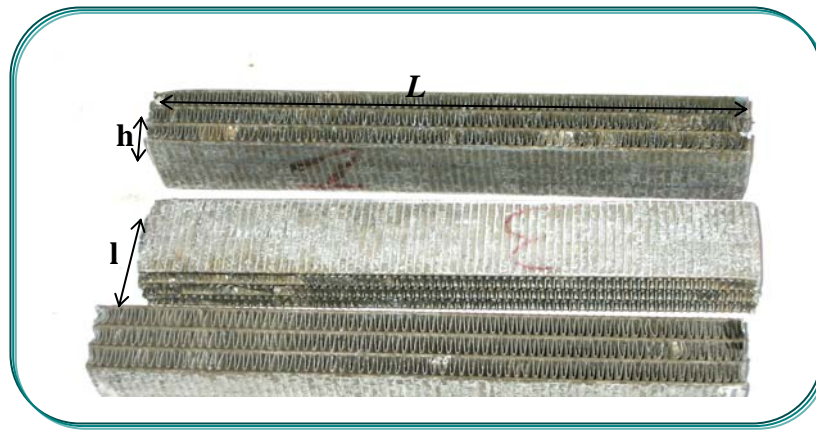


Figure III. 6 : Blocs poreux en aluminium (Al).

b. Blocs poreux en Cuivre (Cu)

Ils sont de structure semblable aux blocs poreux en aluminium avec des conduits de section rectangulaire. Leurs principales caractéristiques sont :

Dimensions

- Longueur : $L = 230 \text{ mm}$
- Largeur : $l = 40 \text{ mm}$
- Hauteur : $h = 30 \text{ mm}$ et $h = 60 \text{ mm}$

Matériau

Cuivre

- Masse volumique : $\rho = 8933 \text{ kg/m}^3$
- Conductivité thermique : $k = 386 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (à $T = 300 \text{ K}$)

Caractéristiques physiques

- Porosité : $\varepsilon = 0.8 \pm 0.03$
- Perméabilité : $K = 1 \times 10^{-7} \text{ m}^2$

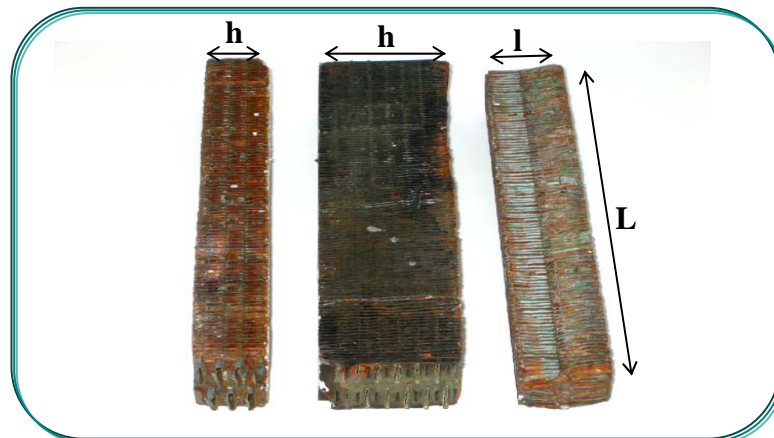


Figure III. 7 : Blocs poreux en cuivre (Cu).

c. Blocs poreux en Fer (Fe)

Il s'agit d'un assemblage de plaques perforées placés les unes sur les autres. Leurs principales caractéristiques sont :

Dimensions

- Longueur : $L = 230 \text{ mm}$
- Largeur : $l = 40 \text{ mm}$
- Hauteur : $h = 30 \text{ mm}$

Matériau

Fer

- Masse volumique : $\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$
- Conductivité thermique : $k = 73.3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (à $T = 300 \text{ K}$)

Caractéristiques physiques

- Porosité : $\varepsilon = 0.9 \pm 0.02$
- Perméabilité : $K = 2 \times 10^{-7} \text{ m}^2$



Figure III. 8 : Blocs poreux en fer (Fe).

Dimensions des perforations

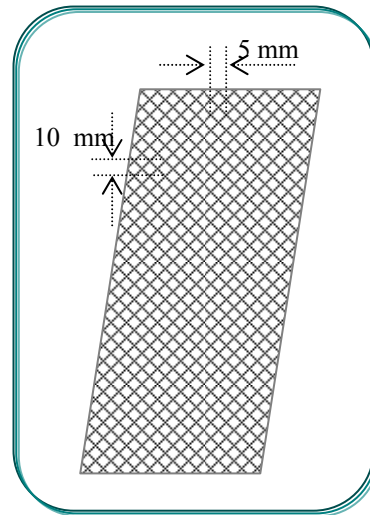


Figure III. 9 : Schéma explicatif des dimensions des perforations.

d. Bloc perforé en aluminium (PF3)

Il s'agit d'un bloc solide en aluminium qui a été perforé dans la direction de l'écoulement. Les perforations sont des conduits cylindriques de 3 mm de diamètre, disposées en quinconce comme le montre la figure III. 10.

Ses principales caractéristiques sont :

Dimensions

- Longueur : $L = 230$ mm
- Largeur : $l = 40$ mm
- Hauteur : $h = 30$ mm

Matériau

Aluminium

- Masse volumique : $\rho = 2702$ kg/m³
- Conductivité thermique : $k = 204$ W.m⁻¹.K⁻¹ (à T= 300 K)

Caractéristiques physiques

- Nombre de conduits perforés : 49
- Porosité : $\varepsilon = 0.05$
- Perméabilité : $K = 2,1 \times 10^{-7}$ m²



Figure III. 10 : Bloc perforé (PF3).

e. Bloc perforé en aluminium (PF5)

Il est formé du même matériau et possède une structure semblable à celle du bloc PF3 avec un diamètre des perforations plus grand (5 mm). Ses principales caractéristiques sont :

Dimensions

- Longueur : $L = 230$ mm
- Largeur : $l = 40$ mm
- Hauteur : $h = 30$ mm

Matériau

Aluminium

- Masse volumique : $\rho = 2702$ kg/m³
- Conductivité thermique : $k = 204$ W.m⁻¹.K⁻¹ (à T= 300 K)

Caractéristiques physiques

- Nombre de conduits perforés : 35
- Porosité : $\varepsilon = 0.1$
- Perméabilité : $K = 1.7 \times 10^{-7}$ m²



Figure III. 11 : Bloc perforé (PF5).

III.1.4 Instruments de mesure

Plusieurs paramètres sont à mesurer pour la caractérisation de la convection thermique (température, pression, vitesse d'écoulement, flux électrique,...). Pour cela, nous avons utilisé les appareils de mesure suivants :

- Mesure du flux électrique

Pour le chauffage des blocs poreux, une puissance électrique a été fournie aux résistances électriques et mesurée à l'aide d'un variateur de tension électrique et d'un multimètre respectivement.

a. Le variateur de tension électrique :

Il permet, en faisant varier la tension électrique, de fournir différentes puissances électriques aux résistances se trouvant dans le système de chauffage. Il est composé de trois simples variateurs de tension (220 V ; 300 W) constituées de séries de résistances qui permettent de régler les tensions électriques.

La puissance électrique délivrée à chaque résistance est :

$$Q_{\text{éle}} = E.I = R.I^2 = V^2/R$$

Où :

$Q_{\text{éle}}$: puissance électrique délivrée à chaque résistance [W]

I : intensité du courant électrique [A]

R : résistance électrique [Ω]

E: tension électrique aux bornes de chaque résistance [V]



Figure III. 12 : Variateur de tension.

b. Le multimètre :

Il nous permet une lecture directe de la tension aux bornes des résistances.



Figure III. 13 : Multimètre.

o Caractéristiques techniques [23] :

- Ecran à cristaux liquides : 2000 points de mesures
- Mesures : courants et tensions alternatifs et continus, résistors, seuil de diodes
- Conditions de fonctionnement : 0°C à 50°C, 0-70 % HR
- Alimentation : pile 9V
- Dimensions : 130 × 71 × 34 mm³
- Masse : 250g pile incluse
- Précision : ± 0.5 %

- Mesure de la vitesse

Pour la mesure de la vitesse en différentes positions de la veine d'essai nous avons utilisé :
Un anémomètre à fil chaud :

Il permet une mesure combinée de la température et de la vitesse (instantanée et locale) de l'air. Ce système utilise la dépendance de la résistance électrique par rapport à sa température : un fil, généralement en tungstène, très fin de diamètre $d \approx 5 \mu m$ maintenu à une certaine température est plongé dans un écoulement. L'échange thermique entre le fluide et le fil va modifier la température de ce dernier en fonction de la vitesse de l'écoulement. On peut alors, à partir de la tension de sortie et d'un système d'équilibrage du pont de Weastone, déterminer cette vitesse. Cette méthode est bien adaptée à l'étude en écoulement turbulent du fait de sa grande fréquence de réponse (200 kHz), et par multiplication du nombre de fils à une étude en trois dimensions. Cette méthode est intrusive et demande beaucoup de précautions dans la mise en place des sondes.

L'anémomètre utilisé dans cette étude possède une précision de 2% dans un intervalle de température de [0 à 80°C] et de vitesse de [0 à 15m/s].



Figure III. 14 : Anémomètre à fil chaud

- Mesure de la température

La mesure des températures du fluide et de la paroi inférieure de la veine d'essai a nécessité l'utilisation de thermocouples et de thermomètres.

a. Les thermocouples :

Les thermocouples sont constitués de deux conducteurs métalliques de caractéristiques thermoélectriques différentes. La connexion entre les deux conducteurs est appelée la jonction de mesure et celle qui relie les conducteurs aux connexions de sortie est appelée jonction de référence.

Pour les mesures de température, des thermocouples de type K ont été utilisés. Leurs principales caractéristiques sont résumées dans le tableau III.2.

Type	Gamme	Résolution	Précision
K	-200 à 650°C	0.1°C	(0.1% de lecteur +0.7°C)
	651 à 1370°C	1.0°C	

Tableau III. 2 : Caractéristiques des thermocouples de type K [24].

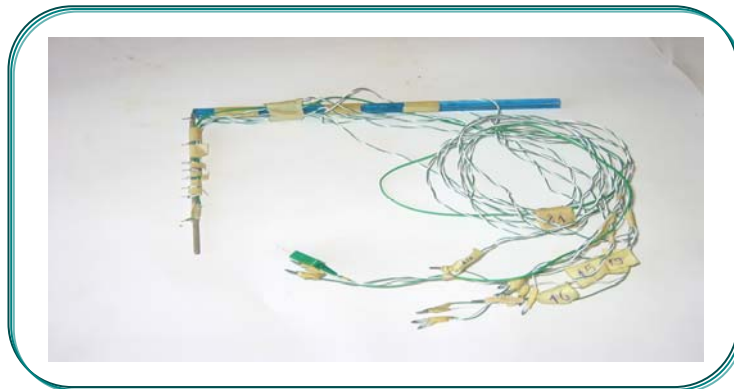


Figure III. 15: Port thermocouples,.

Des ports thermocouples et un support (figures III.15 et IV.16) ont été utilisés afin de balayer la veine d'essai respectivement en longueur et en hauteur.

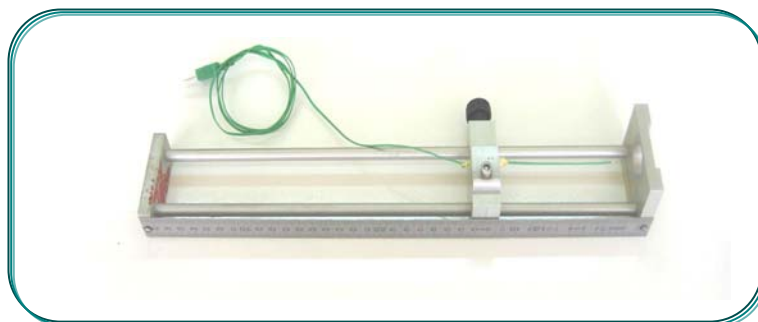


Figure III. 16 : Support du port thermocouples.

b. Les thermomètres [24] :

Le thermomètre C.A 863, utilisé dans cette étude, est un appareil de mesure de la température de haute précision. A affichage digital, il est utilisé avec les capteurs de température (thermocouples) de type K.



Figure III. 17: Thermomètre C.A 863.

Il est constitué des éléments suivants :

- (1) : Embases pour capteurs thermocouples de type K
- (2) : Afficheur numérique à cristaux liquides, rétro-éclairé (afficheur principal de la valeur numérique (\pm) de la température)
- (3) : Poussoir à deux fonctions,
 - Appui maintenu $> 2s$: choix de l'unité employée
 - Appui bref : arrêt / marche de l'affichage
- (4) : Poussoir,
 - Appui maintenu $> 2s$: valeur maximale mesurée
 - Appui bref : mémorisation de la dernière mesure
- (5) : Commutateur linéaire 3 positions :
 - mise hors circuit de l'appareil
 - résolution $1^{\circ}C$ ou $^{\circ}F$
 - résolution $0.1^{\circ}C$ ou $^{\circ}F$
- (6) : Menu déroulant permettant de passer de T_1 à T_2 , puis ΔT
- (7) : Gaine antichoc

Quelques caractéristiques du thermomètre C.A 863 :

- Etendue de mesure : -50°C à $+1300^{\circ}\text{C}$ (-40°F à 1999°F)
- Résolution : $0.1^{\circ}/1^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{F}$
- Précision : $\pm 0.3\%$ de la lecture dans la plage de température [-50°C , 1000°C]
- Capteur interchangeable de type K : (Chromel-Alumel)
- Dimensions / Poids : $173 \times 60.5 \times 38$ mm / 190 g (avec piles)

- Mesure des chutes de pression

Pour la mesure des chutes de pression, des prises de pression placées à l'entrée et à la sortie de la veine d'essai ont été reliés à un tube en U, dont le rôle est la mesure de la différence de pression entre deux points considérés.



Figure III. 18 : Prises de pression.

Le manomètre [25] comprend un tube en U en verre borosilicate protégé par une monture à rebord, fixé dans un bloc en MANOLENE par deux presse-étoupe à joints toriques. La règle métallique graduée de 200-0-200, d'où un domaine de mesure de 400 millimètres du liquide manométrique, est telle qu'elle peut être déplacée en hauteur pour régler le zéro.

Pour augmenter la précision, nous devons utiliser des liquides moins denses que l'eau. C'est pour cette raison que nous avons rempli le manomètre avec de l'alcool coloré de densité $d = 0.835$.



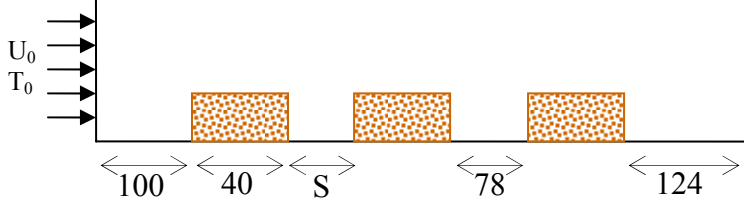
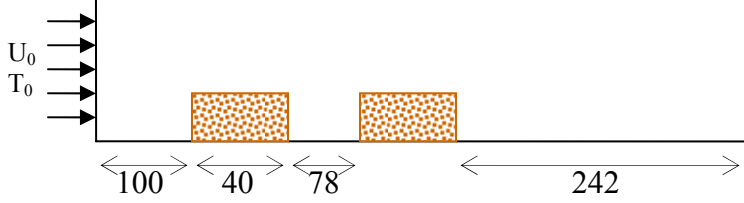
Figure III. 19 : Tube en U muni des prises de pression.

III.2 Protocole expérimental

Dans ce qui suit nous allons décrire les différentes étapes suivies pour la réalisation des expériences et l'aboutissement aux différents résultats obtenus.

III.2.1 Configurations étudiées

Les différents cas traités sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Nombre de blocs	Configuration
<p style="text-align: center;">3 blocs $S / D_H = 0.34$</p>	<p>Entrée veine d'essai</p> 
<p style="text-align: center;">2 blocs $S / D_H = 0.34$</p>	<p>Entrée veine d'essai</p> 

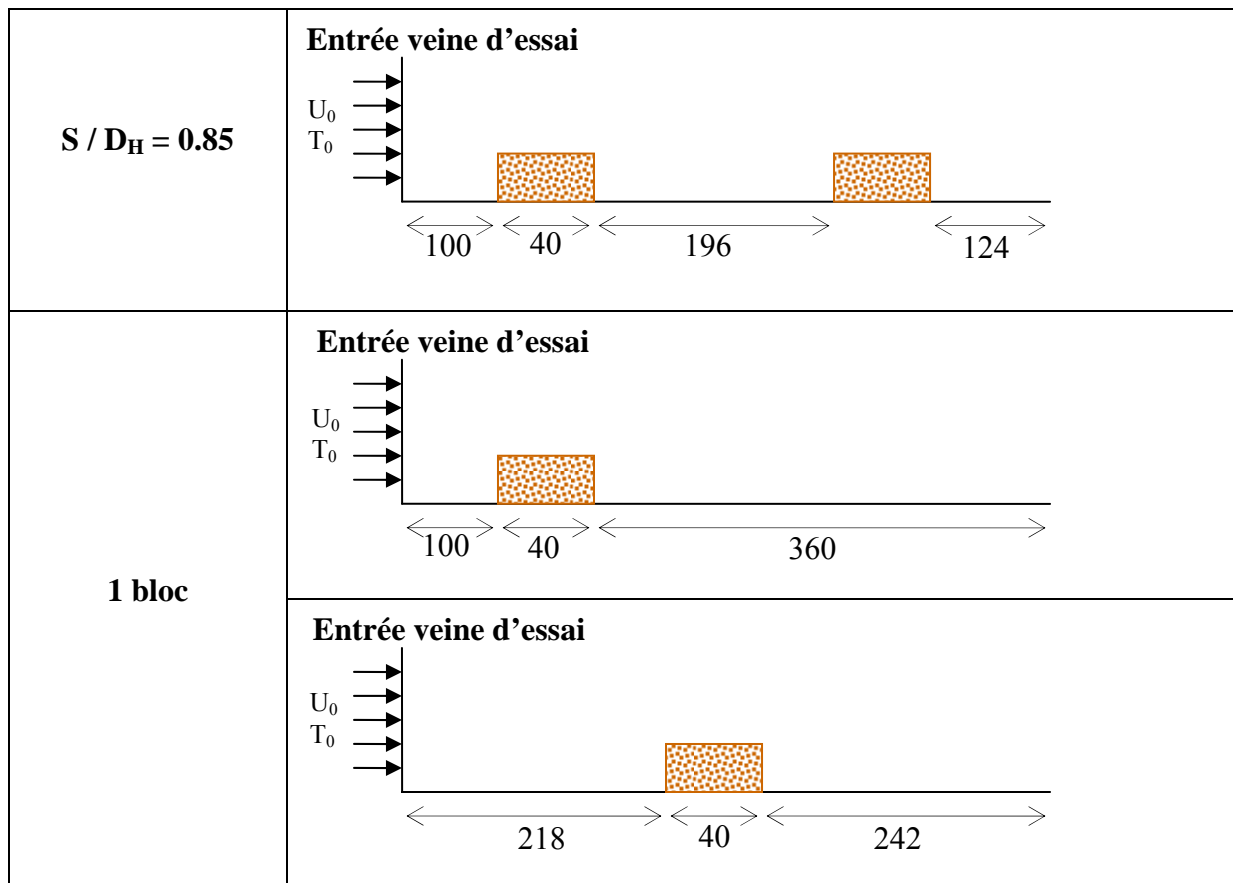


Tableau III. 3 : Différentes configurations étudiées.

Remarques :

- Pour les mesures en présence de trois (03) et deux (02) blocs nous avons utilisé les blocs poreux (Al), (Cu) et (Fe).
- Pour les mesures en présence d'un (01) bloc et dans le cas où ce dernier a été placé à 100 mm de l'entrée de la veine d'essai, les blocs poreux utilisés ont été : (Al), (Cu) et (Fe). Dans le cas où il a été disposé à 218 mm de l'entrée, ce sont les blocs perforés (PF3) et (PF5) qui ont été utilisés en plus d'un bloc solide plein.
- Pour chaque configuration considérée, le cas du canal lisse (Cl) a été aussi traité.

III.2.2 Procédure expérimentale

Les expériences de cette étude ont été réalisées selon la procédure indiquée dans l'organigramme suivant :

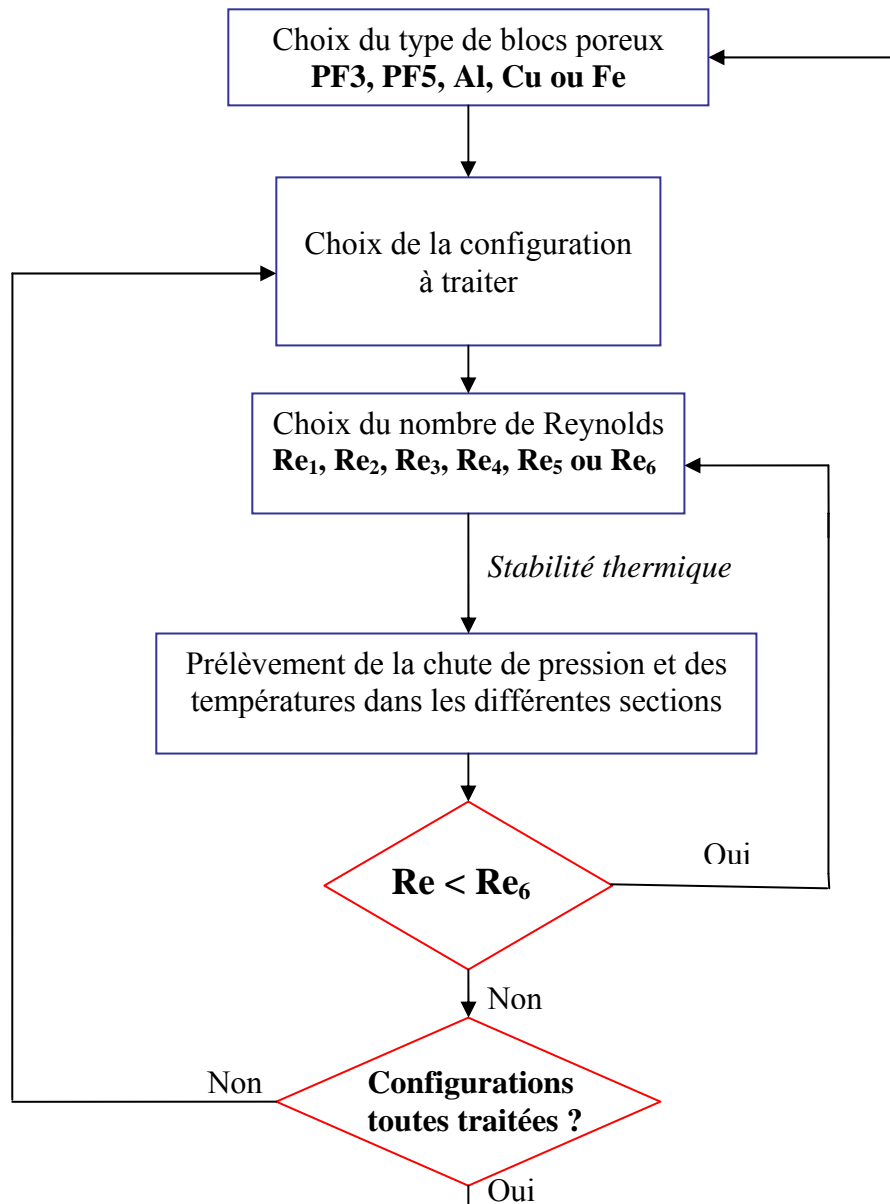


Figure III. 20 : Procédure expérimentale

- o La densité de flux électrique arrivant aux résistances a été calculée à partir de la tension électrique fournie par le variateur de tension selon la formule suivante :

$$q_{\text{éle}} = \frac{1}{A} \left[\left(\frac{E}{E_n} \right)^2 Q_{\text{éle n}} \right]$$

Où :

E : tension électrique aux bornes de la résistance de chauffage [V]

E_n : tension électrique nominale (220 V)

$Q_{\text{éle n}}$: puissance électrique nominale (350 W)

A : section de la résistance électrique (0.23×0.04) [m^2]

Pour la tension électrique utilisée (63 V), nous avons obtenu la densité de flux électrique suivante : $q_{\text{éle}} = 3206.52 \text{ W/m}^2$ soit une puissance électrique $Q_{\text{éle}} = 28.91 \text{ W}$.

- Les nombres de Reynolds considérés dans cette étude correspondent aux nombres de Reynolds à l'entrée de la veine d'essai et ont pour expression :

$$Re = \frac{U_0 \cdot D_H}{\nu}$$

Où :

U_0 : vitesse à l'entrée de la veine d'essai [m/s]

D_H : diamètre hydraulique ($D_H = H = 230 \text{ mm}$: hauteur de la veine d'essai)

ν : viscosité de l'air [m^2/s]

Pour les vitesses utilisées (0, 0.5, 1, 2, 5 et 10 m/s) et en prenant les propriétés thermophysiques de l'air à $T_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, ($\nu = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / s$), on trouve les valeurs suivantes des nombres de Reynolds :

<i>i</i>	Re_i
1	0
2	7188
3	14375
4	28750
5	71875
6	143750

Tableau III. 4 : Valeurs des nombres de Reynolds.

- Les températures du fluide ont été prélevées en 21 sections comme le montre la figure III.21.

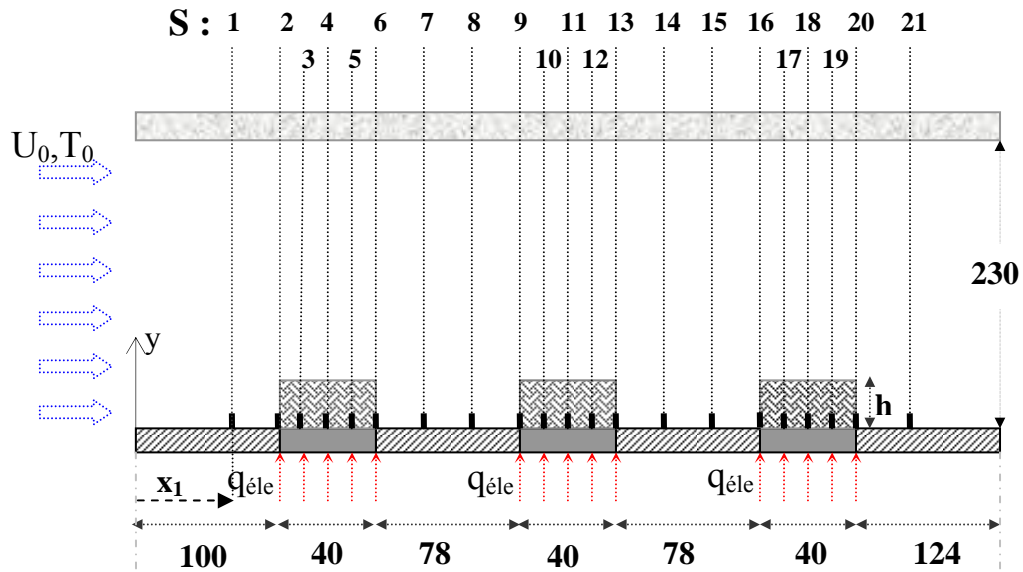


Figure III. 21 : Schéma du domaine d'étude.

Les positions de ces sections par rapport à l'entrée de la veine d'essai sont indiquées dans le tableau III.5.

Section	x_i (mm)
1	80
2	100
3	110
4	120
5	130
6	140
7	166
8	192
9	218
10	228
11	238
12	248
13	258
14	284
15	310
16	336
17	346
18	356
19	366
20	376
21	396

Tableau III. 5 : Position des différentes sections par rapport à l'entrée de la veine d'essai.

Pour une section donnée, les températures du fluide ont été prélevées depuis la paroi inférieure du canal jusqu'à la paroi supérieure par pas de 2mm.

Au niveau des blocs, les températures ne sont mesurées que sur la paroi inférieure et au-dessus de ces derniers (pas de mesures à l'intérieur des blocs poreux).

- Les relevés des profils de vitesse en différentes sections de la veine d'essai ont été réalisés en utilisant l'anémomètre à fil chaud.

Les nombres de Reynolds pour lesquels l'étude dynamique a été faite sont :

i	Re_i
1	28750
2	71875
3	143750

Tableau III. 6 : Valeurs des nombres de Reynolds pour lesquelles l'étude dynamique a été réalisée.

III.2.3 Traitement des données

Afin de caractériser l'écoulement et le transfert thermique dans la veine d'essai en présence des blocs poreux, différents paramètres ont été calculés à partir des relevés expérimentaux de vitesse, pression et température.

a. Chute de pression :

La chute de pression entre l'entrée et la sortie de la veine d'essai, avec et sans blocs poreux, a été calculée selon la formule suivante :

$$\Delta P = \rho_{al} g \Delta H$$

Où :

ΔP : chute de pression dans la veine d'essai [Pa]

ρ_{al} : masse volumique de l'alcool [kg/m³]

g : accélération de la pesanteur [m/s²]

ΔH : différence des hauteurs manométriques relevée à partir du tube en U [m]

Remarque : afin de mettre en évidence l'augmentation de la chute de pression dans la veine d'essai par insertion de blocs poreux, un rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse) a été calculé :

$$R_{\Delta P} = \frac{\Delta P}{\Delta P_{Cl}}$$

Où ΔP_{Cl} est la chute de pression calculée dans le cas du canal sans blocs.

b. Flux thermique réellement échangé :

Le flux thermique réellement échangé a été calculé comme suit :

$$Q_{conv} = Q_{éle} - Q_{pertes}$$

Où :

$Q_{éle}$: est la puissance électrique fournie à la source de chaleur [W]

Q_{pertes} : sont les pertes par conduction axiale et par rayonnement [W]

- Estimation des pertes :

L'estimation des pertes à été faite dans le cas le plus défavorable : sans blocs poreux, $Q_{éle} = 28.91$ W et $Re = 0$.

Les pertes sont de deux types par conduction Q_{cond} et par rayonnement Q_{ray} :

$$Q_{pertes} = Q_{cond} + Q_{ray}$$

- Les pertes par conduction axiale dans les briques réfractaires ont été estimées comme suit :

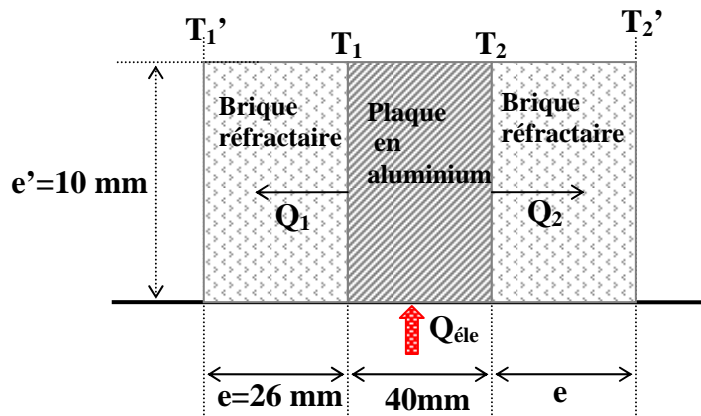


Figure III. 22 : Schématisation des pertes thermiques par conduction.

En supposant une conduction unidimensionnelle et en utilisant la loi de Fourier, on trouve :

$$Q_1 = \frac{k_b \times A}{e} (T_1 - T_1') \text{ et } Q_2 = \frac{k_b \times A}{e} (T_2 - T_2')$$

Où :

$$A = e' \times 230 \text{ mm}$$

$k_b = 0.36 \text{ W / m.K}$ (Conductivité thermique des briques réfractaires)

$T_1 = 95^\circ\text{C}$; $T_1' = 87.5^\circ\text{C}$

$T_2 = 95^\circ\text{C}$; $T_2' = 82.8^\circ\text{C}$

On trouve finalement :

$Q_1 = 0.2388 \text{ W}$

$Q_2 = 0.3886 \text{ W}$

Soit $Q_{cond} = Q_1 + Q_2 = 0.62 \text{ W}$

- Les pertes par rayonnement entre la plaque d'aluminium et le milieu environnant sont déterminées à partir de la loi de Stefan-Boltzman :

$$Q_{ray} = \sigma \times \varepsilon \times A \times (T_p^4 - T_a^4)$$

Où :

σ : Constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$)

$A = 230 \times 40 \text{ mm}^2$

ε : Émissivité de la plaque d'aluminium ($\varepsilon = 0.07$)

T_p : température moyenne de la plaque d'aluminium ($T_p = 511 \text{ K}$)

T_a : température ambiante ($T_a = 299 \text{ K}$)

On trouve :

$Q_{ray} = 2.2 \text{ W}$

Les pertes thermiques sont alors égales à :

$Q_{pertes} = 2.82 \text{ W}$ soit 9.75% du flux électrique fourni.

Le flux réellement échangé est alors :

$Q_{conv} = 26.09 \text{ W}$

c. Température adimensionnelle :

Afin d'éliminer l'effet de la variation de la température du fluide à l'entrée de la veine d'essai, nous avons calculé une température adimensionnelle, dont l'expression est la suivante :

$$\theta(x, y) = \frac{T(x, y) - T_0}{\left(\frac{Q_{conv} \times D_H}{k_a A} \right)}$$

Où :

$\theta(x, y)$: température adimensionnelle

$T(x,y)$: température du fluide dans la veine d'essai [$^{\circ}\text{C}$]

T_0 : température du fluide à l'entrée de la veine d'essai [$^{\circ}\text{C}$]

D_H : diamètre hydraulique [m]

k_a : conductivité thermique du fluide (air) [W/m.k]

Q_{conv} : flux de chaleur échangé [W]

A : section chauffée : 230 mm \times 40 mm

d. Nombre de Nusselt local :

Le nombre de Nusselt local est déterminé comme suit :

$$Nu_x = \frac{h_x \times D_H}{k_a} = \frac{Q_{conv} \times D_H}{k_a A (T_p - T_m)} = \frac{1}{\theta_p - \theta_m}$$

Où :

h_x : coefficient d'échange convectif [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$]

Ce dernier est obtenu à partir de la loi de Newton :

$$h_x = \frac{Q_{conv}}{A(T_p - T_m)}$$

T_p : est la température de la paroi (zone chauffée) [$^{\circ}\text{C}$]

θ_p : température adimensionnelle de la paroi

$$\theta_p(x) = \frac{T_p(x) - T_0}{\left(\frac{Q_{conv} \times D_H}{k_a A} \right)}$$

T_m : température moyenne du fluide dans une section donnée [$^{\circ}\text{C}$]

θ_m : température moyenne adimensionnelle du fluide

$$\theta_m(x) = \frac{T_m(x) - T_0}{\left(\frac{Q_{conv} \times D_H}{k_a A} \right)}$$

● Estimation de la température moyenne T_m :

Cette température est donnée par la formule suivante :

$$T_m = \frac{\int_0^H U T dy}{\int_0^H U dy}$$

Du fait de la présence des blocs poreux, la température n'a été mesurée qu'au niveau de la paroi et au-dessus des blocs et comme la vitesse est nulle à la paroi et ne varie pas beaucoup au-dessus des blocs, l'expression de T_m devient :

$$T_m = \frac{1}{H-h} \int_h^H T dy$$

Où h est la hauteur d'un bloc poreux.

La température du fluide ne variant pas beaucoup dans la région au-dessus des blocs, alors nous avons estimé T_m comme suit :

$$T_m \approx \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}$$

Où n est le nombre de points de mesure de la température pour une section donnée.

e. Nombre de Nusselt moyen :

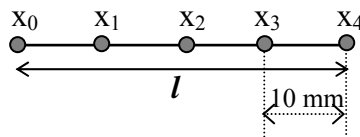
Le nombre de Nusselt moyen pour chaque source de chaleur a été calculé comme suit :

$$Nu_m = \frac{l \times h_m}{k_a}$$

Où h_m est le coefficient d'échange convectif moyen d'une source de chaleur basé sur sa largeur $l = 40$ mm

$$h_m = \frac{1}{l} \int_{x_0}^{x_4} h_x dx$$

Cette intégrale a été estimée en utilisant la méthode de Simpson :



$$h_m = \frac{1}{l} \left\{ \frac{x_4 - x_0}{4 \times 3} \left[h_{x_0} + h_{x_4} + 4(h_{x_1} + h_{x_3}) + 2h_{x_2} \right] \right\}$$

f. Nombre de Nusselt global :

Le nombre de Nusselt global a été déterminé comme suit :

$$Nu_g = \sum_{i=1}^N Nu_{m_i}$$

Où Nu_{mi} est le nombre de Nusselt moyen de la source i et N est le nombre de blocs poreux.

Remarque : afin de mettre en évidence l'augmentation du transfert de chaleur par convection en insérant des blocs poreux, un rapport de nombres de Nusselt globaux (poreux-canal lisse) a été calculé :

$$R_{Nu_g} = \frac{Nu_g}{Nu_{gCl}}$$

Où Nu_{gCl} est le nombre de Nusselt global déterminé dans le cas du canal sans blocs.

III.2.4 Estimation des erreurs

Toute valeur d'une grandeur physique mesurée est sujette à des erreurs de lecture et d'appareillage. Nous allons alors consacrer cette partie à l'estimation des erreurs commises sur les différents paramètres mesurés et calculés.

- Erreur sur la mesure de la différence des hauteurs manométriques

$$\delta(\Delta H) = \pm 1 \text{ mm}$$

- Erreur sur la mesure de la vitesse

$$\delta U = \delta U_{lecture} + \delta U_{appareil} = \pm (0.1 + 0.02) \text{ m/s} = \pm 0.12 \text{ m/s}$$

- Erreur sur mesure de la tension électrique

$$\delta E = \delta E_{lecture} + \delta E_{appareil} = \pm (0.5 + 0.005) \text{ V} = \pm 0.505 \text{ V}$$

- Erreur sur la mesure de la température

$$\delta T = \delta T_{lecture} + \delta T_{appareil} = \pm (0.1 + 0.003) \text{ }^\circ\text{C} = \pm 0.103 \text{ }^\circ\text{C}$$

- * Erreur sur le calcul du flux convectif

$$Q_{conv} = 0.9025 Q_{\text{éle}} = 0.9025 \left(\frac{E}{E_n} \right)^2 Q_{\text{éle}}$$

$$\frac{\delta Q_{conv}}{Q_{conv}} = 2 \frac{2E\delta E}{E^2} = \frac{2 \times 0.505}{63} = 1.6 \%$$

$$\delta Q_{conv} = 0.016 \times 26.09 = 0.42 \text{ W}$$

- Erreur sur le calcul du nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{hD_H}{k_a} = \frac{Q_{conv} D_H}{A(T_p - T_m) k_a}$$

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = \frac{\delta Q_{conv}}{Q_{conv}} + \frac{\delta(T_p - T_m)}{T_p - T_m} = \frac{\delta Q_{conv}}{Q_{conv}} + \frac{2\delta T}{T_p - T_m}$$

Par exemple pour le cas du 1^{er} bloc en Fer à $V=10 \text{ m/s}$: $T_p - T_m \approx 34 \text{ }^\circ\text{C}$ et $Nu \approx 712$.

Soit :

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = 0.016 + \frac{2 \times 0.103}{34} = 2.2 \%$$

$$\delta Nu = 15.7$$

- Erreur de calcul sur la chute de pression

$$\Delta P = \rho_{al} g \Delta H$$

$$\frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\delta(\Delta H)}{\Delta H} \Rightarrow \delta(\Delta P) = \rho_{al} g \delta(\Delta H) = 0.835 \times 9.81 \times 10^{-3} = 8.19 \text{ Pa}$$

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait une description de la procédure expérimentale suivie pour l'étude du transfert thermique dans un canal muni de blocs poreux chauffés localement. Les résultats obtenus vous être présentés et discutés dans le chapitre suivant.

Résultats et interprétations

Introduction

Le présent chapitre sera consacré à la présentation et à la discussion des différents résultats obtenus. Dans un premier temps, on exploitera le champ dynamique par la présentation des profils de vitesse pour différents cas (canal avec et sans blocs poreux) et différents nombres de Reynolds. Ensuite, on examinera le champ thermique en mettant en évidence l'effet de l'utilisation de blocs poreux sur l'amélioration du transfert de chaleur.

IV.1 Analyse des profils de vitesse

Avant d'entamer l'étude thermique nous avons tracé les profils de vitesse pour différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re= 27850$, $Re= 71850$ et $Re= 143750$) en amont, au-dessus et en aval de chaque bloc poreux. Les distributions des vitesses le long de la veine d'essai dans la direction longitudinale sont rapportées sur les figures (IV.1, IV.2, IV.3 et IV.4) où nous avons représenté la valeur adimensionnelle U/U_0 (où U_0 est la vitesse mesurée juste à l'entrée de la veine d'essai). Les blocs poreux sont placés dans les sections suivantes :

$10cm \leq x \leq 14cm$ Pour le premier bloc.

$21.8cm \leq x \leq 25.8cm$ Pour le deuxième bloc.

$33.6cm \leq x \leq 37.6cm$ Pour le dernier bloc.

On constate les comportements suivants :

- Dans le cas du canal lisse (sans blocs poreux, figures IV.1), les profils de vitesse sont uniformes le long de la veine d'essai et leur forme reste inchangée en augmentant le nombre de Reynolds.
- En présence de blocs poreux (figures IV.2, IV.3 et IV.4), on a l'évolution suivante :
 - En amont du premier bloc, l'écoulement du fluide est légèrement perturbé pour tous les cas considérés.
 - Entre les blocs, on remarque que les profils de vitesse sont perturbés à cause de la présence des zones de recirculation. Cette perturbation augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds (figures IV.2 par exemple) et la hauteur des blocs poreux (figure IV.4) ainsi que la

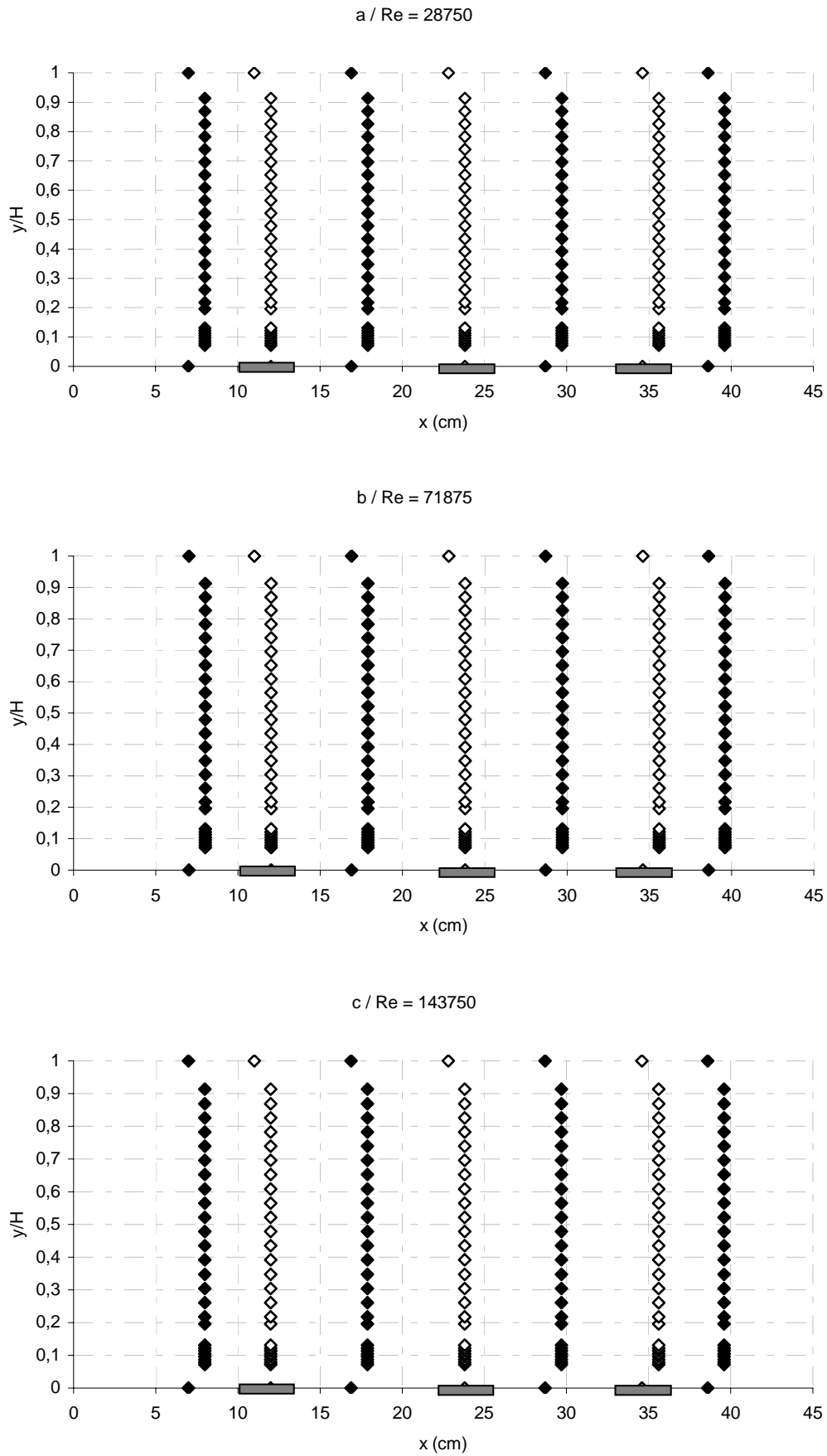


Figure IV.1 : Profils de vitesse le long de la veine d'essai en absence de blocs poreux.

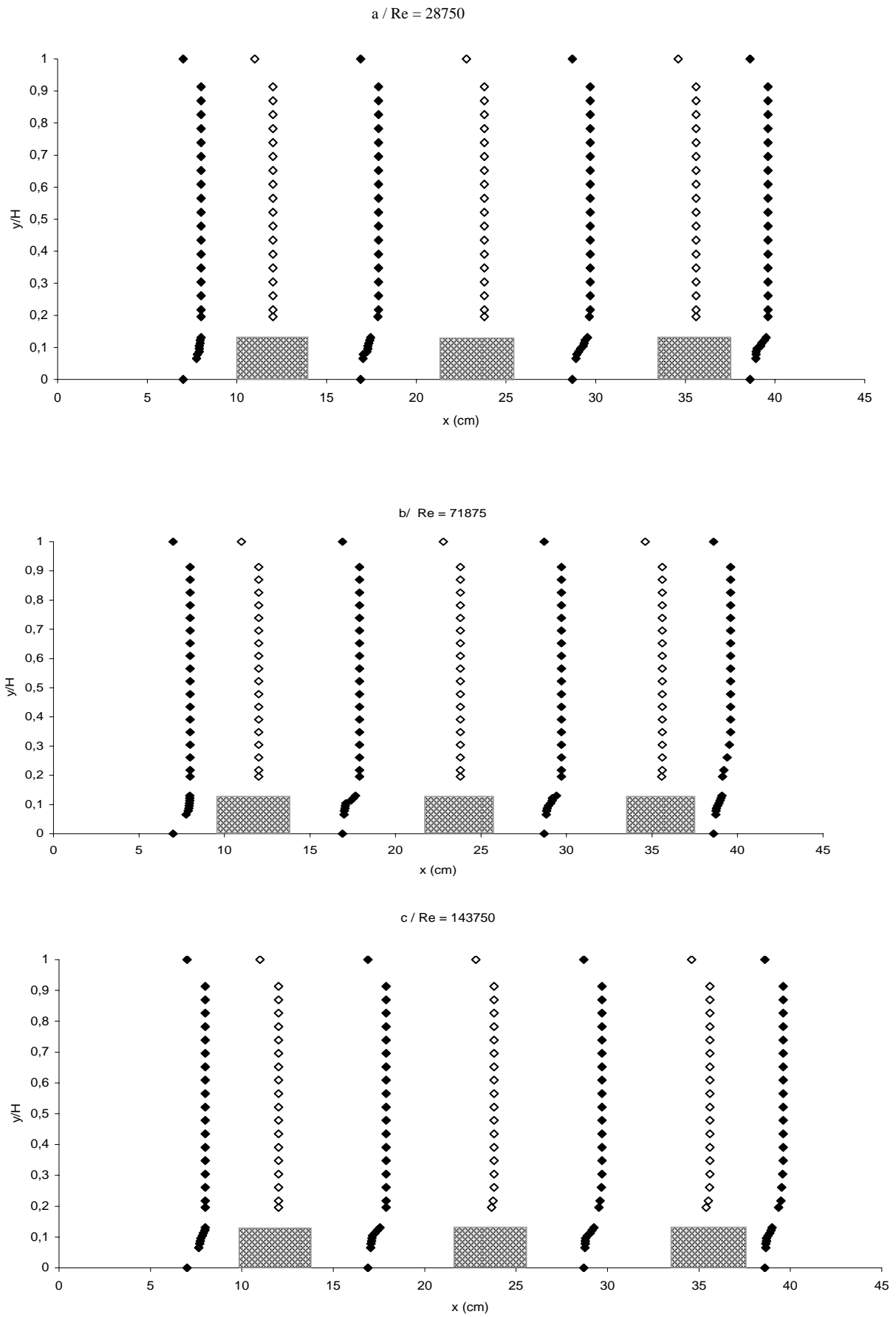


Figure IV.2 : Profils de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux en Aluminium (h = 3cm).

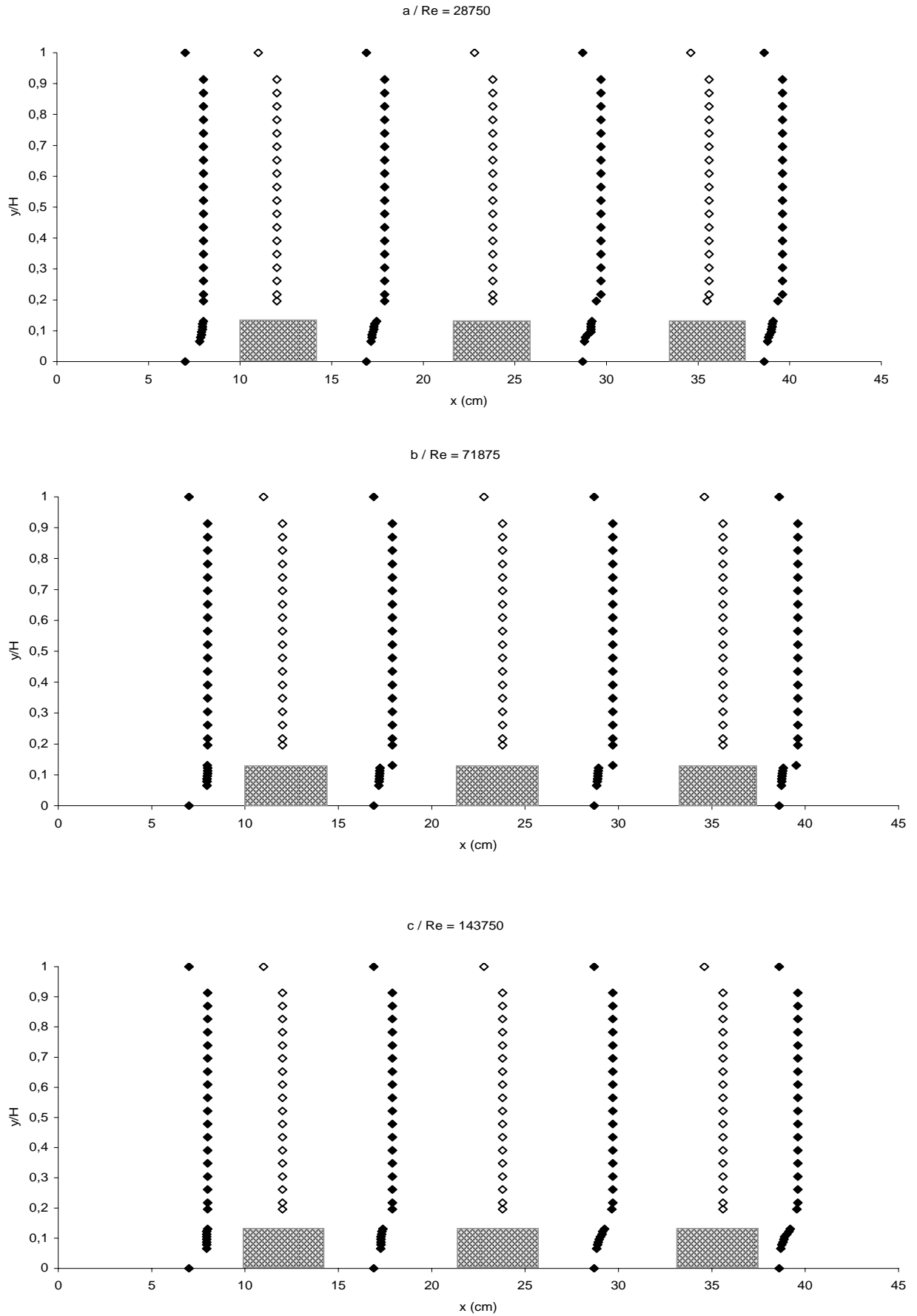


Figure IV.3 : Profils de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux en Cuivre ($h = 3\text{cm}$).

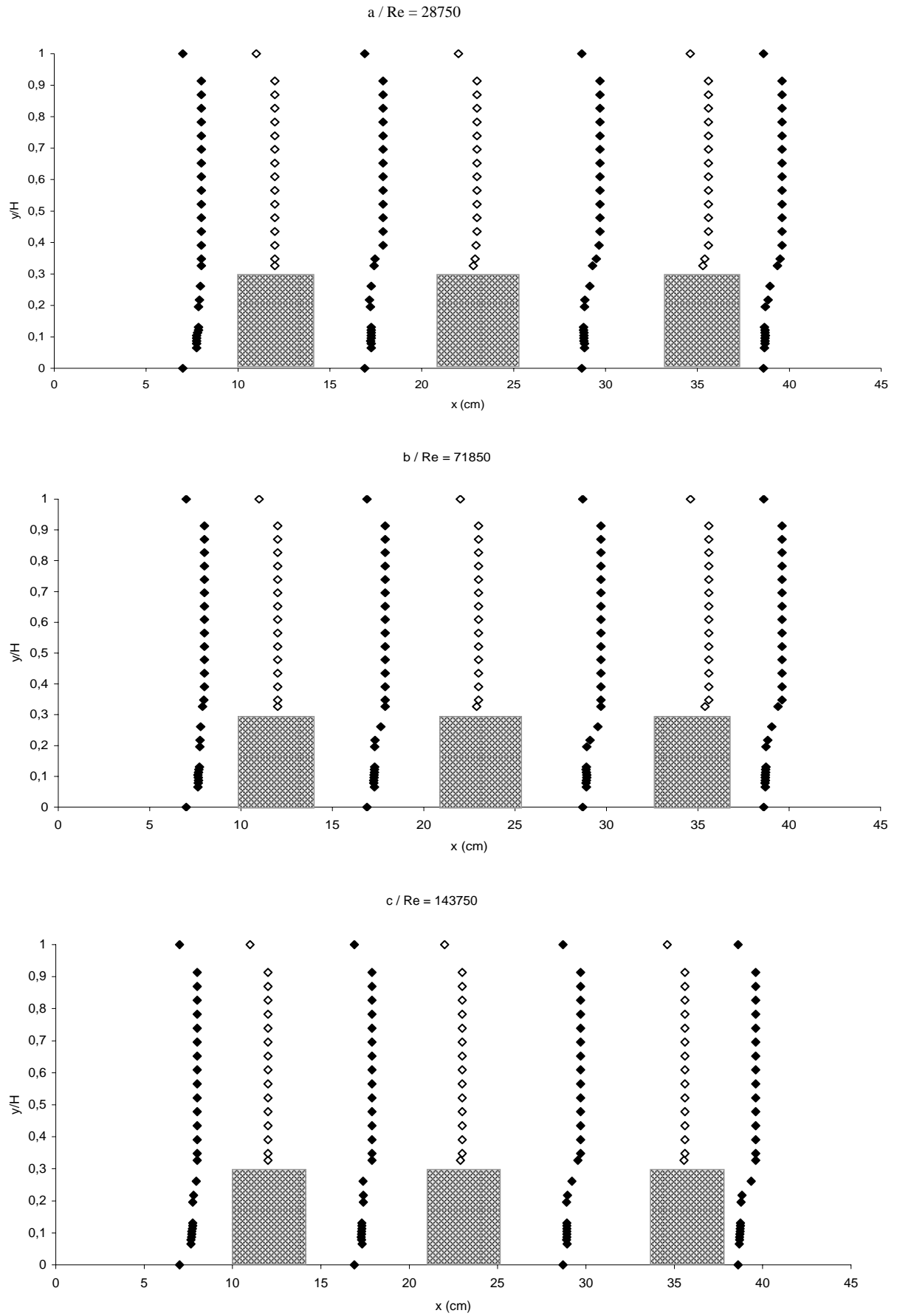


Figure IV.4 : Profils de vitesse le long de la veine d'essai en présence de blocs poreux en Cuivre ($h = 6\text{cm}$).

diminution de la perméabilité qui cause la distorsion des lignes de courant et éventuellement l'apparition de tourbillons de retour entre deux blocs poreux consécutifs (comparaison entre les figures IV.2 et IV.3).

- En aval du dernier bloc poreux, on remarque que les perturbations persistent encore à cause de la présence du sillage.
- Au-dessus des blocs poreux, quel que soit le cas considéré, les profils de vitesse deviennent uniformes avec des vitesses nulles sur la paroi supérieure (adhérence à la paroi).

IV.2 Analyse du champ thermique

Pour l'étude thermique nous avons considéré plusieurs paramètres caractérisant le transfert de chaleur tels que la température adimensionnelle de la paroi (θ_p), les nombres de Nusselt locaux (Nu_x), moyens (Nu_m) et globaux (Nu_g) et les rapports des nombres de Nusselt globaux (R_{Nug}) et des chutes de pression ($R_{\Delta p}$), afin d'avoir une idée sur les gains en échange thermique par rapport aux pertes en puissance de pompage.

Certains effets (nombre de Reynolds, structure, hauteur, nombre et espacement des blocs poreux) sur ces paramètres ont été examinés.

IV.2.1 Intérêt d'utilisation de blocs poreux

Afin de voir l'effet d'utilisation de blocs poreux sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur, nous avons effectué une étude comparative entre les différents cas suivants :

- canal lisse
- canal muni d'un bloc solide
- canal muni d'un bloc poreux (perforé)

Les blocs solide et perforé ont été placés au centre de la veine d'essai et, pour faciliter la comparaison, ils ont été choisis du même matériau (aluminium). Deux blocs poreux ayant des perméabilités différentes ont été utilisés (PF3 : $2.1 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$ et PF5 : $1.7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$).

Dans un premier temps, nous avons examiné l'évolution de la température adimensionnelle de la paroi inférieure de la veine d'essai. Comme le montre la figure IV.5, on observe une augmentation brusque de cette température au niveau de la zone chauffée (passage d'une zone quasi-adiabatique à une région chaude). Au niveau de la source de chaleur, les comportements suivants apparaissent :

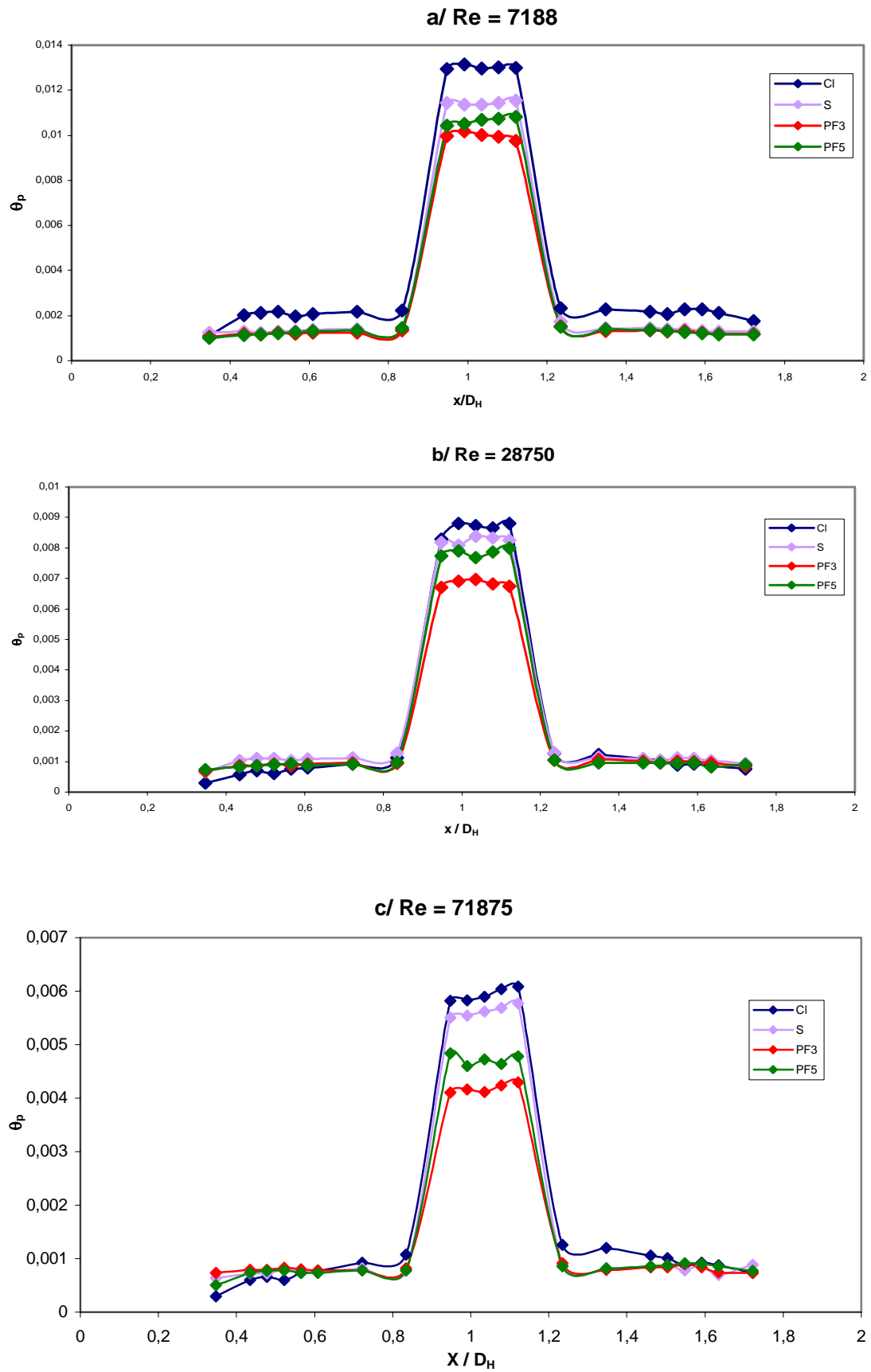


Figure IV.5 : Effet d'utilisation de blocs poreux sur la température de la paroi.

- le cas du canal lisse donne toujours les températures de paroi les plus élevées (mauvais refroidissement de cette dernière). L'augmentation de la surface d'échange par ajout de blocs solide et perforé a permis de réduire leurs valeurs.
- Les blocs poreux, par la présence de vides et donc une surface d'échange par convection plus grande, ont un refroidissement de la paroi que le cas où un bloc solide a été utilisé.
- Les plus faibles températures de paroi ont été obtenues avec le bloc poreux le plus perméable (PF3) conduisant ainsi à un taux d'amélioration du transfert de chaleur le plus important

L'évolution du nombre de Nusselt global avec le nombre de Reynolds (figure IV.6) vient confirmer ces constatations. On remarque tout d'abord, pour tous les cas considérés, une augmentation du transfert convectif avec le nombre de Reynolds. Le plus grand accroissement est obtenu avec le bloc poreux le plus perméable et le canal lisse représente le cas le plus désavantageux.

Comme l'utilisation de blocs poreux entraîne une augmentation des pertes de pression, nous avons essayé d'estimer les gains en transfert de chaleur par rapport aux pertes en pression. Pour cela, nous avons tracé l'évolution des rapports des nombres de Nusselt (R_{Nu_g}) et des rapports des chutes de pression ($R_{\Delta P}$) (figures IV.7 et IV.8). Ces deux rapports sont toujours supérieurs à l'unité indiquant d'une part, une amélioration en transfert de chaleur (le meilleur cas correspond au bloc PF3 : $R_{Nu_{gmax}} \approx 1.5$) et d'autre part, une augmentation des pertes de pression (le meilleur cas correspond au bloc PF3 : $R_{\Delta P_{min}} \approx 1.5$ et $R_{\Delta P_{max}} \approx 3$). De ce dernier résultat nous pouvons dire que l'utilisation de blocs poreux est plus avantageuse que celle de blocs solides (meilleur transfert de chaleur, moins de matériaux et moins de pertes de pression) surtout s'ils sont bien choisis (grande perméabilité par exemple).

Afin de confirmer ce qui vient d'être dit, nous avons comparé qualitativement nos résultats et ceux de l'étude expérimentale menée par O.N. Sara et al. (2001, [17]) où il s'agissait de mettre en évidence l'effet d'utilisation de blocs perforés sur le transfert de chaleur.

D'après la figure IV.9 il apparaît clairement, par rapport au cas du canal lisse, que le transfert

de chaleur est amélioré par utilisation de blocs (solides ou perforés, $\frac{\overline{Nu}}{Nu_s} > 1$) et que le taux

d'amélioration est plus important avec les blocs perforés (Φ étant le rapport d'ouverture).

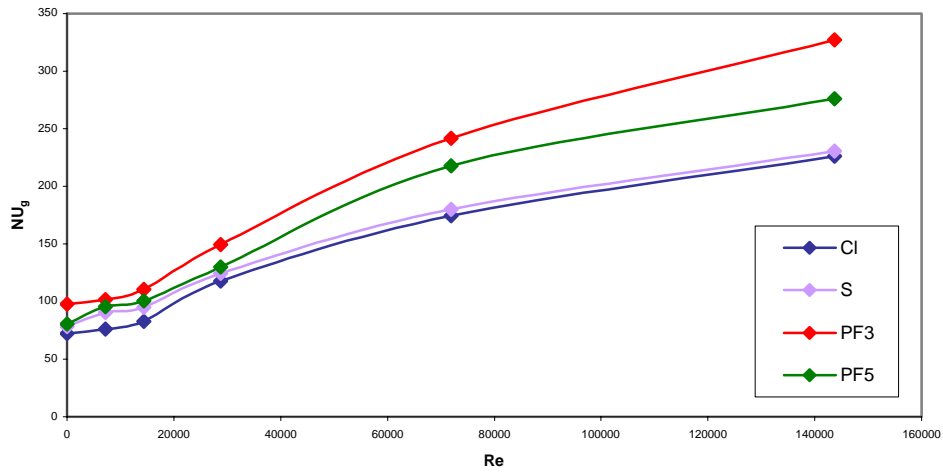


Figure IV.6 : Effet d'utilisation de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

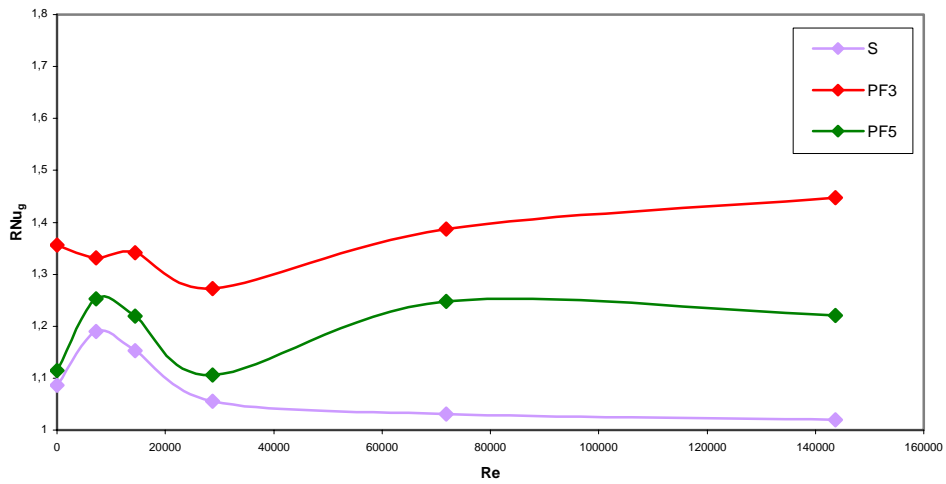


Figure IV.7 : Evolution du rapport des nombres de Nusselt globaux (solide, poreux- canal lisse) avec le nombre de Reynolds.

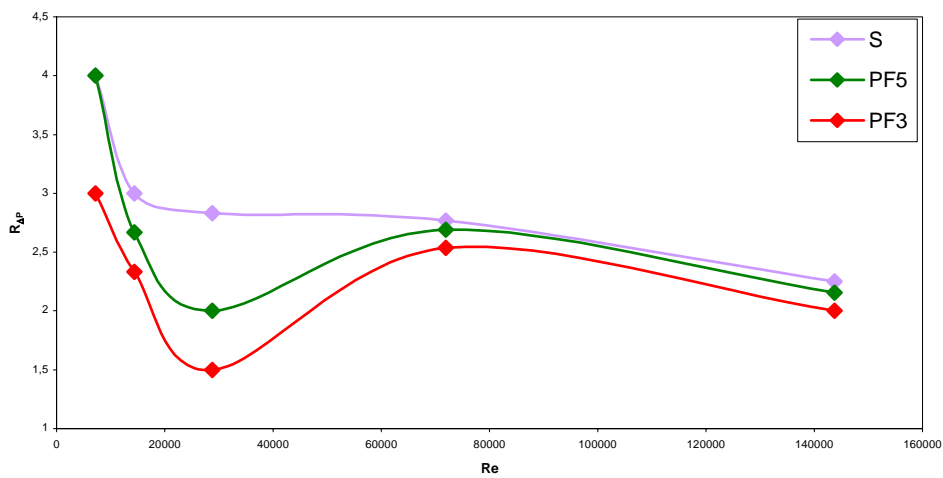


Figure IV.8 : Evolution du rapport des chutes de pression (solide, poreux- canal lisse) avec le nombre du Reynolds.

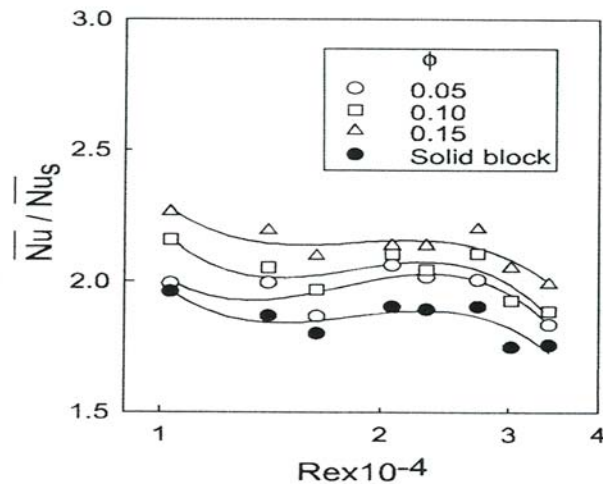


Figure IV.9 : Evolution du rapport des nombres de Nusselt moyens (solides, perforés- canal lisse) avec le nombre du Reynolds [17].

IV.2.2 Effet du nombre de Reynolds

Le premier effet que nous allons traiter est celui de l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour cela, nous avons considéré le cas du canal muni de deux blocs ($S/D_H = 0.34$), et nous avons représenté les résultats pour le canal lisse, les blocs (Al) et les blocs (Fe).

Sur la figure IV.10 est représentée l'évolution de la température de la paroi avec le nombre de Reynolds pour les trois cas considérés. Il apparaît tout d'abord, qu'une augmentation de la vitesse de l'écoulement entraîne un meilleur refroidissement de la paroi.

Les comportements suivants sont aussi observés :

- Aux faibles vitesses d'écoulement ($Re \leq 7188$, $U_0 \leq 0.5$ m/s) nous avons une distribution uniforme de la température de la paroi au niveau des zones chauffées. Le transfert par convection forcée n'est pas encore dominant.
- En augmentant le nombre de Reynolds, on remarque un meilleur refroidissement de la paroi de la première source de chaleur. Ce comportement a deux causes ; la première est que le fluide arrivant au niveau de la première source est à une faible température (proche de T_0) favorisant ainsi son refroidissement, alors qu'en arrivant au niveau de la deuxième source sa température aura augmenté par rapport à l'entrée (à cause de son passage par une zone chaude) et donc il sera moins efficace. La deuxième raison est que la vitesse de pénétration du fluide est plus grande au niveau du premier bloc poreux d'où un transfert convectif plus important.

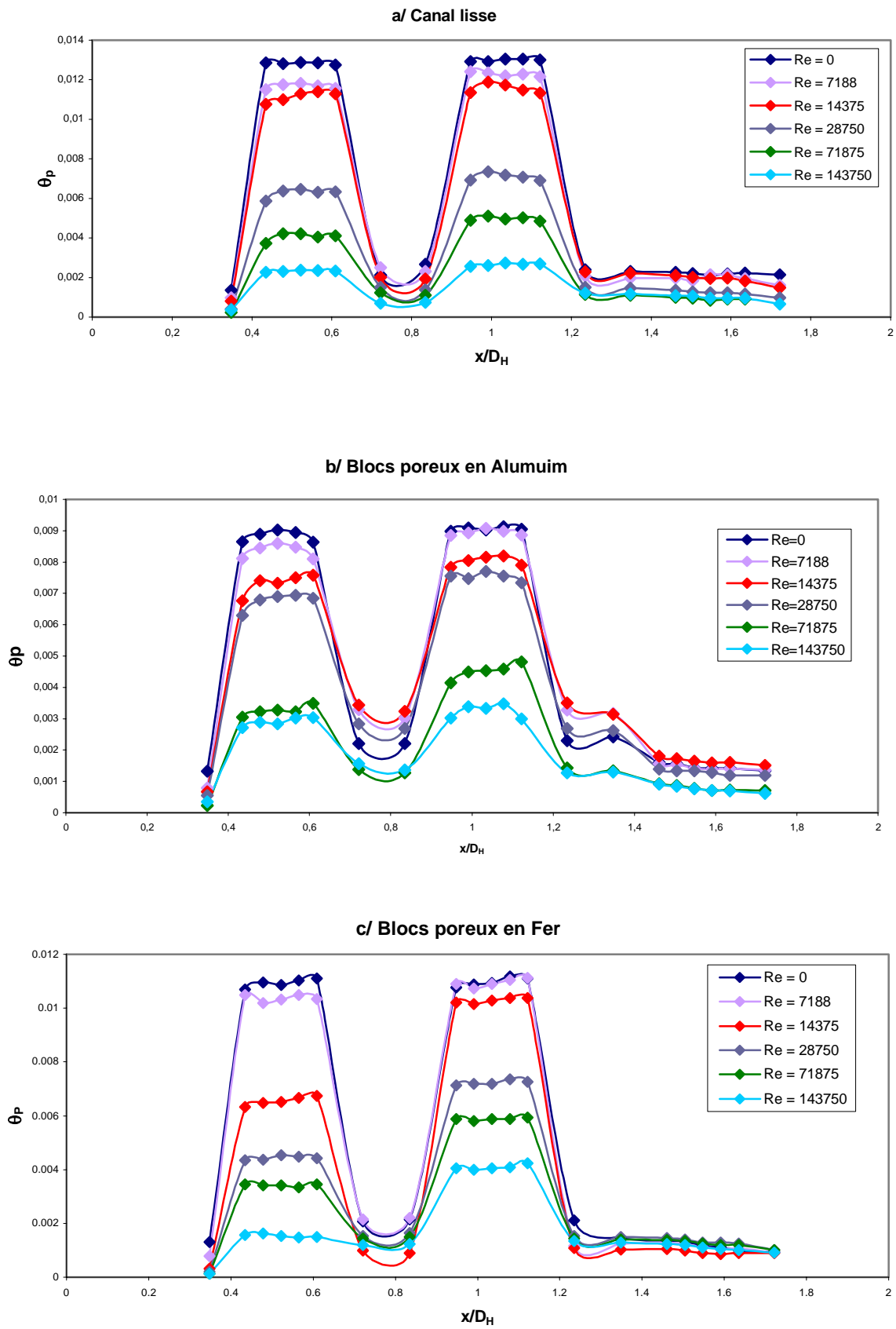


Figure IV.10 : Effet du Nombre de Reynolds sur la température de la paroi.

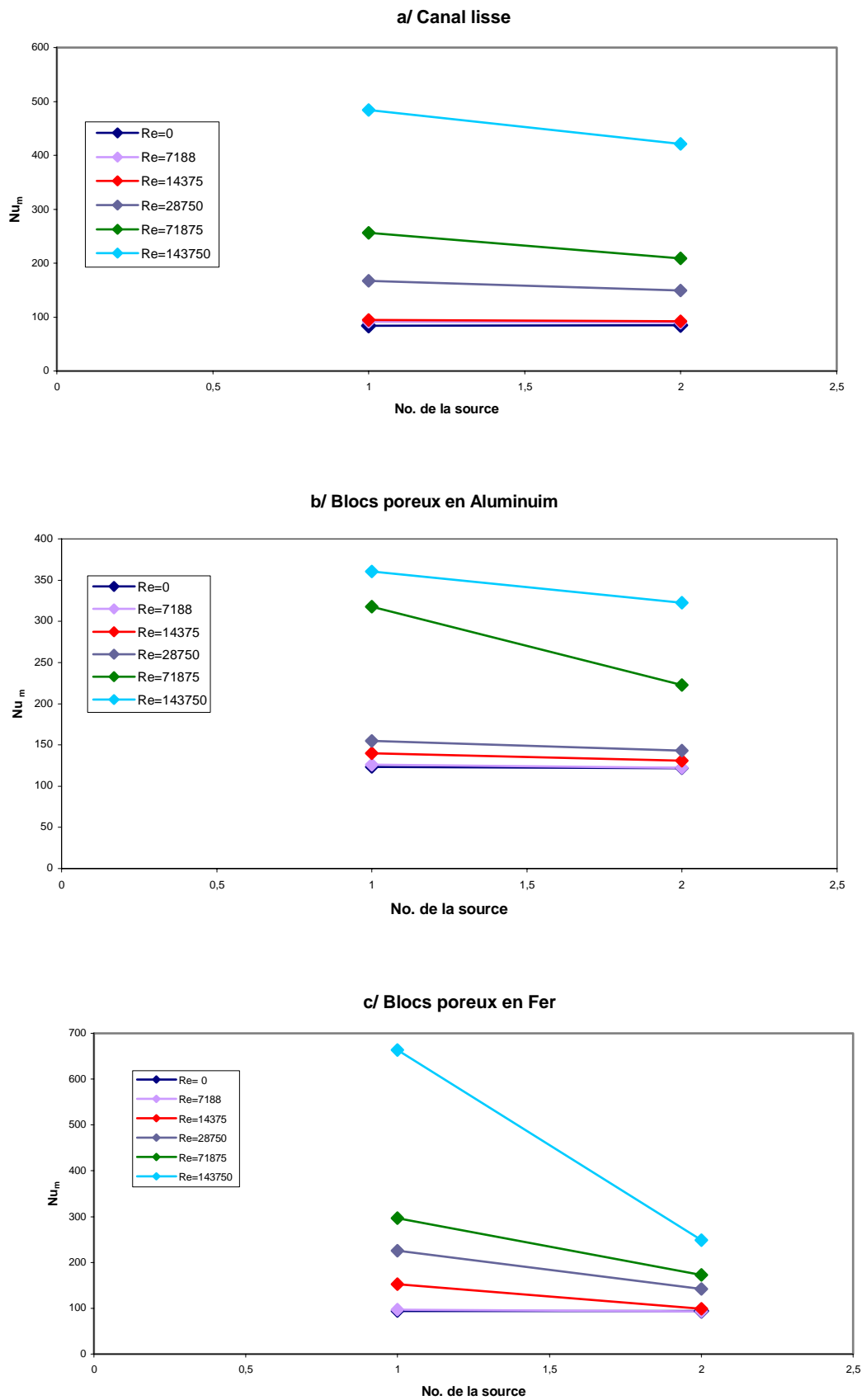
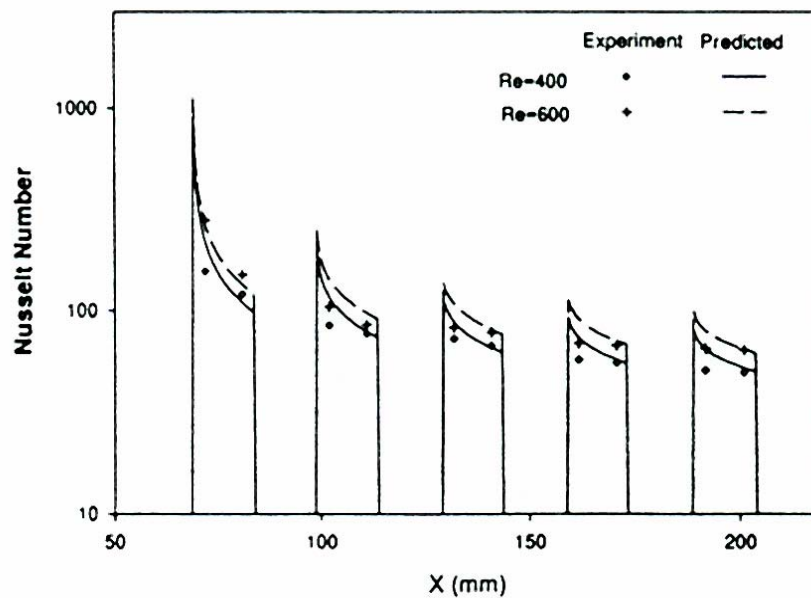


Figure IV.11 : Effet du Nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur.

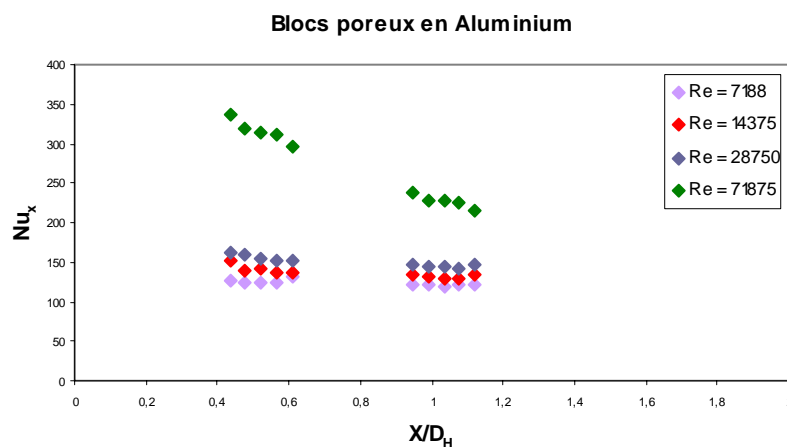
- Pour le cas du canal lisse, la différence de température entre les différentes sources de chaleur est moins apparente qu'en présence de blocs poreux.

Ces comportements sont confirmés par les courbes des nombres de Nusselt moyens pour chaque source de chaleur (figure IV.11) qui indiquent une amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds et sa réduction d'un bloc poreux à un autre.

Des résultats semblables ont été retrouvés dans le travail expérimental de C. Cui et al. (2001, [15]). Les courbes montrent qu'en augmentant le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt augmente ce qui donne un meilleur transfert de chaleur (figure IV.12).



Référence 15



Présente étude

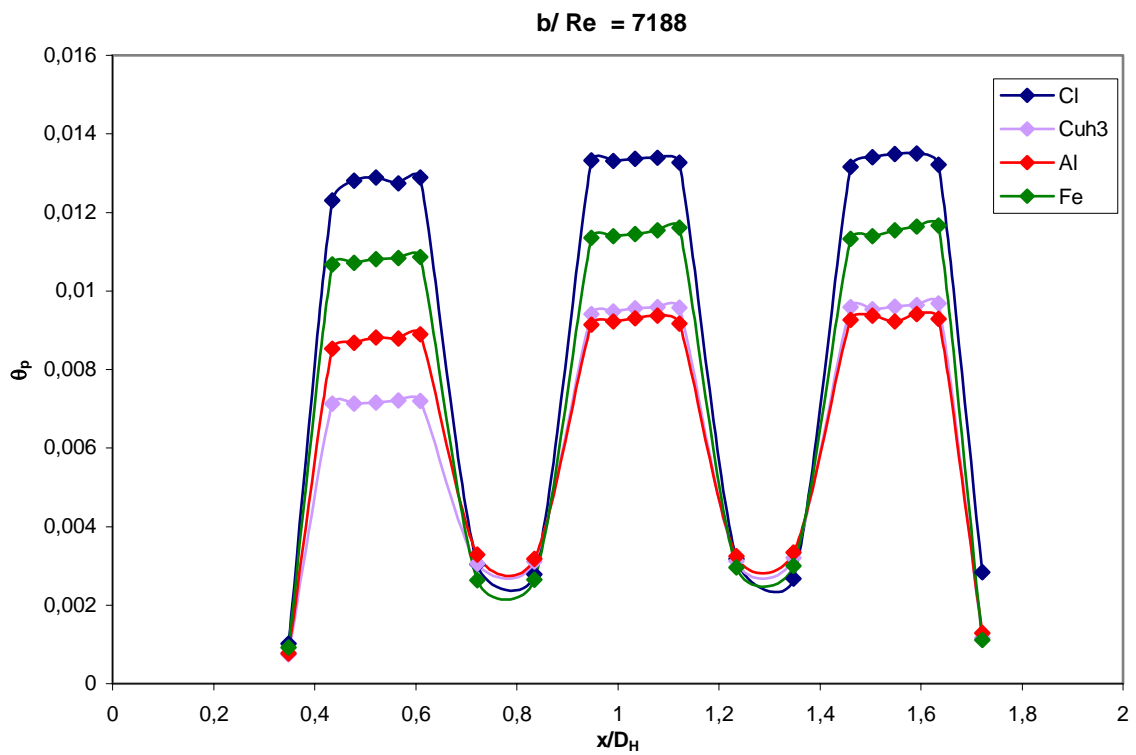
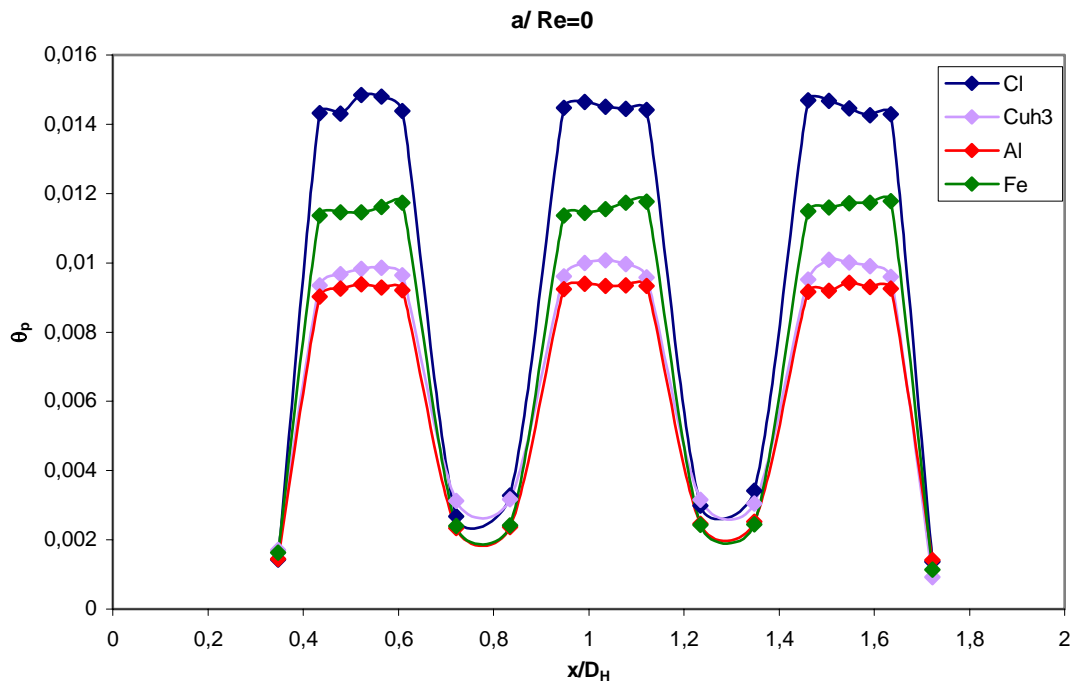
Figure IV.12 : Evolution du nombre de Nusselt local avec le nombre de Reynolds.

IV.2.3 Effet de la structure des blocs poreux

Plusieurs types de blocs poreux se différenciant par leurs propriétés thermo-physiques (porosité, perméabilité et conductivité thermique) ayant été utilisés, il nous a semblé alors intéressant de voir l'effet de leur structure sur l'évolution des différentes grandeurs considérées (θ_p , N_{ux} , N_{um} , N_{ug} et ΔP).

L'évolution de la température adimensionnelle de la paroi inférieure du canal pour les différents blocs poreux considérés est représentée sur la figure IV.13 (cas de trois blocs dans la veine d'essai). On remarque tout d'abord, que toutes les structures poreuses donnent des températures de paroi au niveau des zones chauffées plus faibles que celles trouvées dans le cas du canal lisse. Selon la valeur du nombre de Reynolds et selon la source de chaleur considérée, on observe des comportements différents qui peuvent se résumer comme suit :

- A $Re = 0$, on observe pour toutes les structures une distribution uniforme de la température dans les trois plaques chauffées. Un meilleur refroidissement de la paroi est obtenu avec la diminution de la perméabilité et de la porosité. Les plus faibles températures ne sont pas obtenues avec les blocs formés par le matériau le plus conducteur (blocs en Cuivre), alors que les plus grandes sont trouvées dans le cas des blocs en Fer (le moins conducteur) mais ayant les plus grandes porosité et perméabilité.
- Pour des faibles vitesses d'écoulement ($Re = 7188$), la distribution de température ne change qu'au niveau de la première source de chaleur où on obtient le meilleur refroidissement avec les blocs en cuivre. En effet, à cause de la présence d'un écoulement forcé, le transfert par convection devient important (surtout au niveau du premier bloc) et les propriétés perméabilité et conductivité thermique deviennent des paramètres importants pour le transfert thermique (meilleur refroidissement avec des grandes perméabilité et conductivité thermique). Comme la vitesse d'écoulement est assez faible ($U_0=0.5\text{m/s}$), la quantité fluide arrivant aux deuxième et troisième sources de chaleur étant de plus en plus faible, l'effet de l'augmentation du nombre de Reynolds n'est pas ressenti et la situation du cas $Re = 0$ est conservée avec une plus faible différence de température de paroi entre les blocs en Cuivre et en Aluminium.



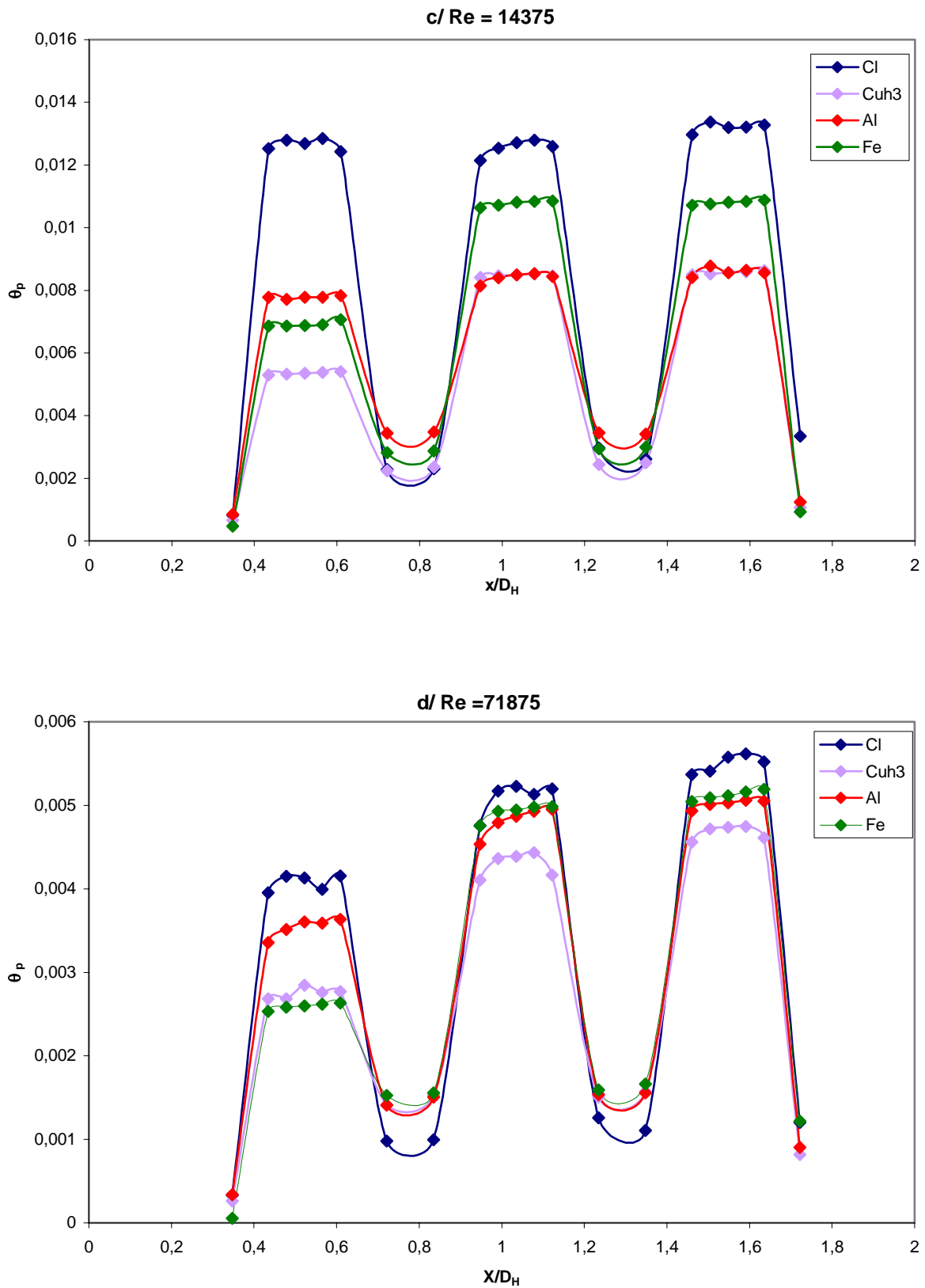
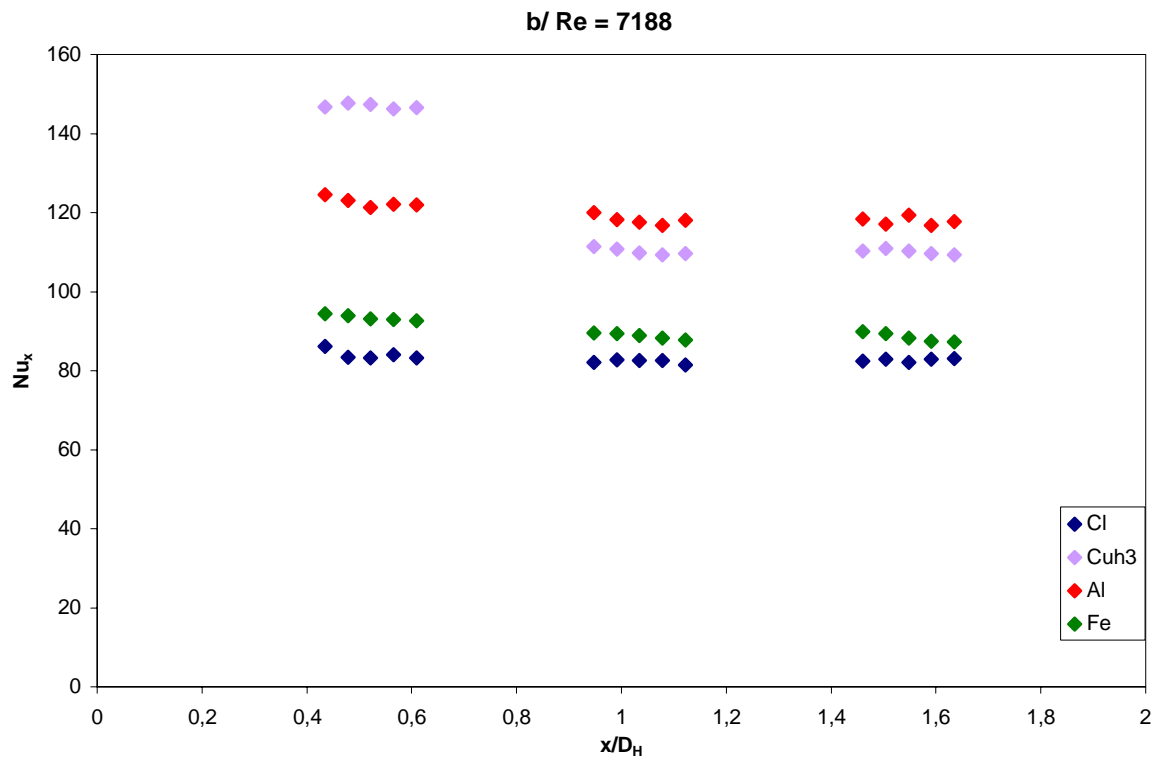
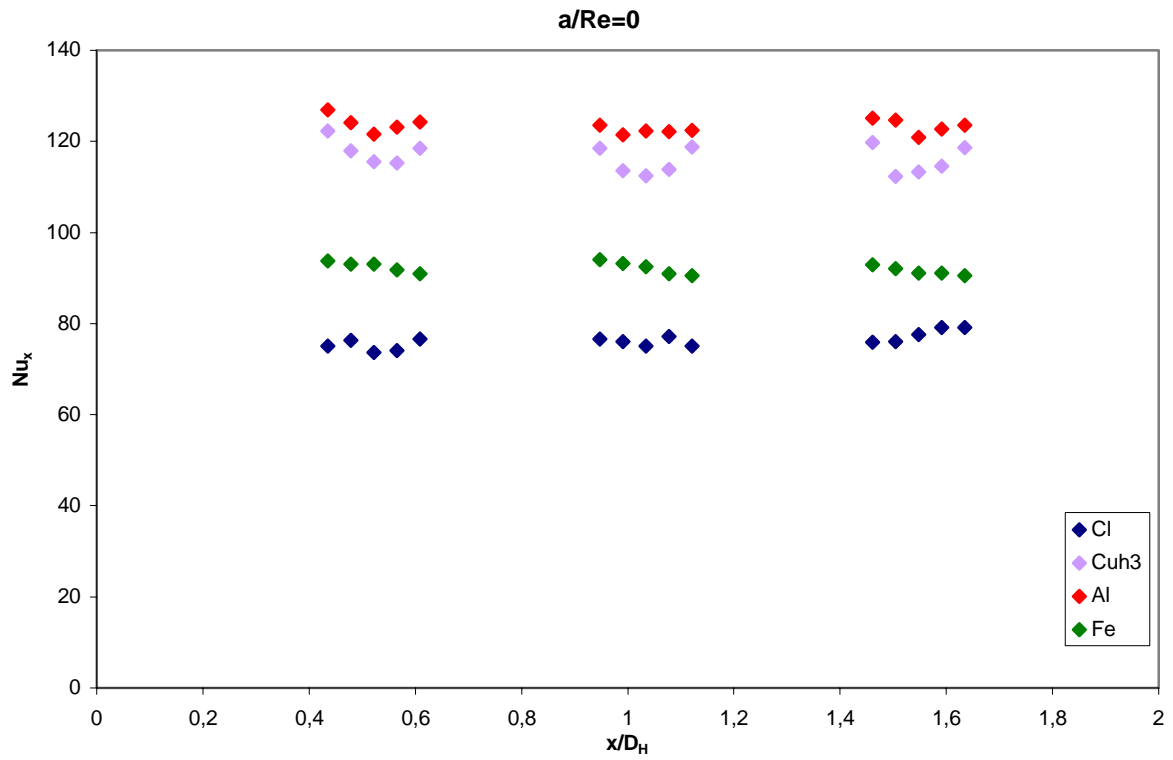


Figure IV.13 : Effet de la structure des blocs poreux sur la température de la paroi.



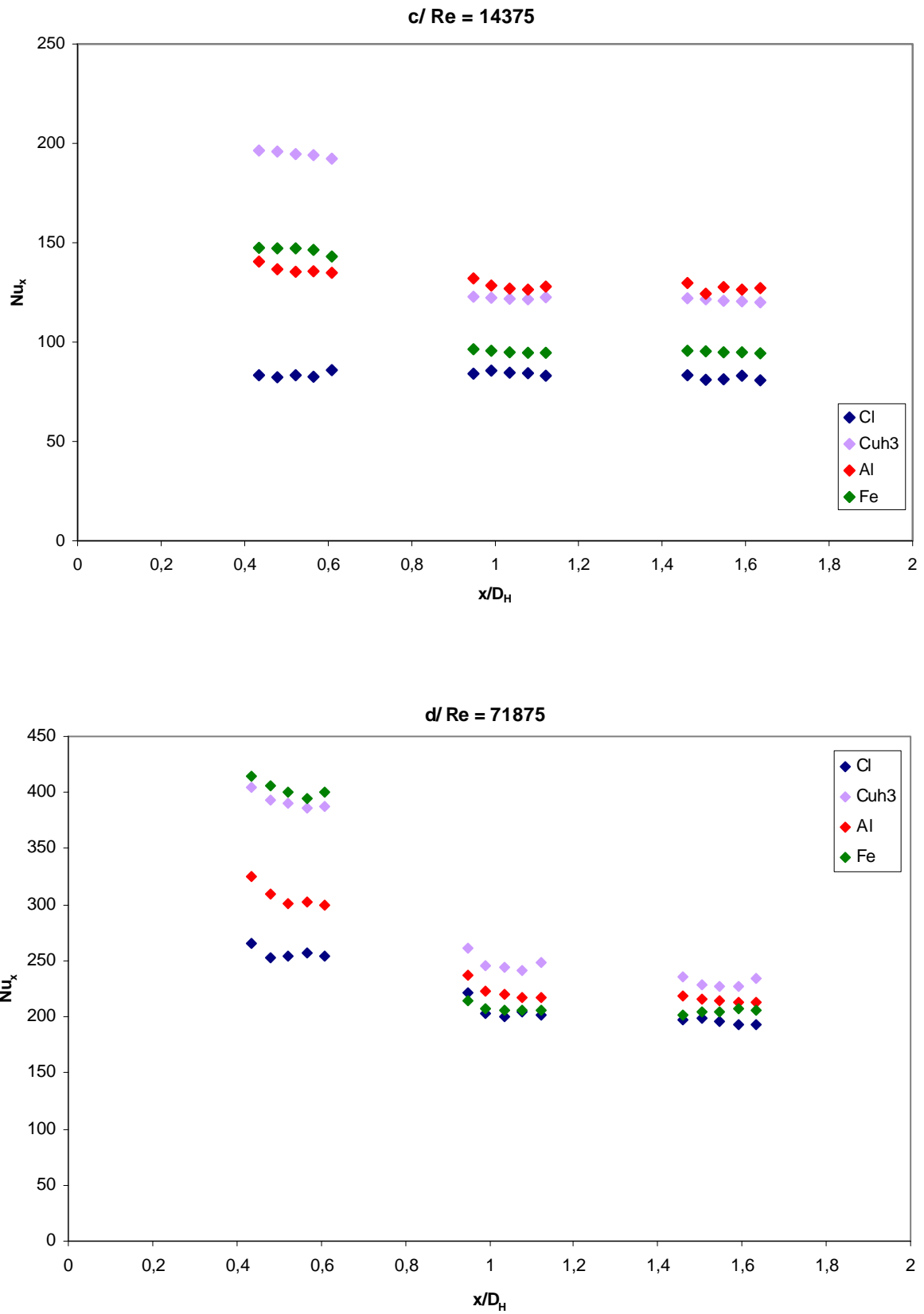
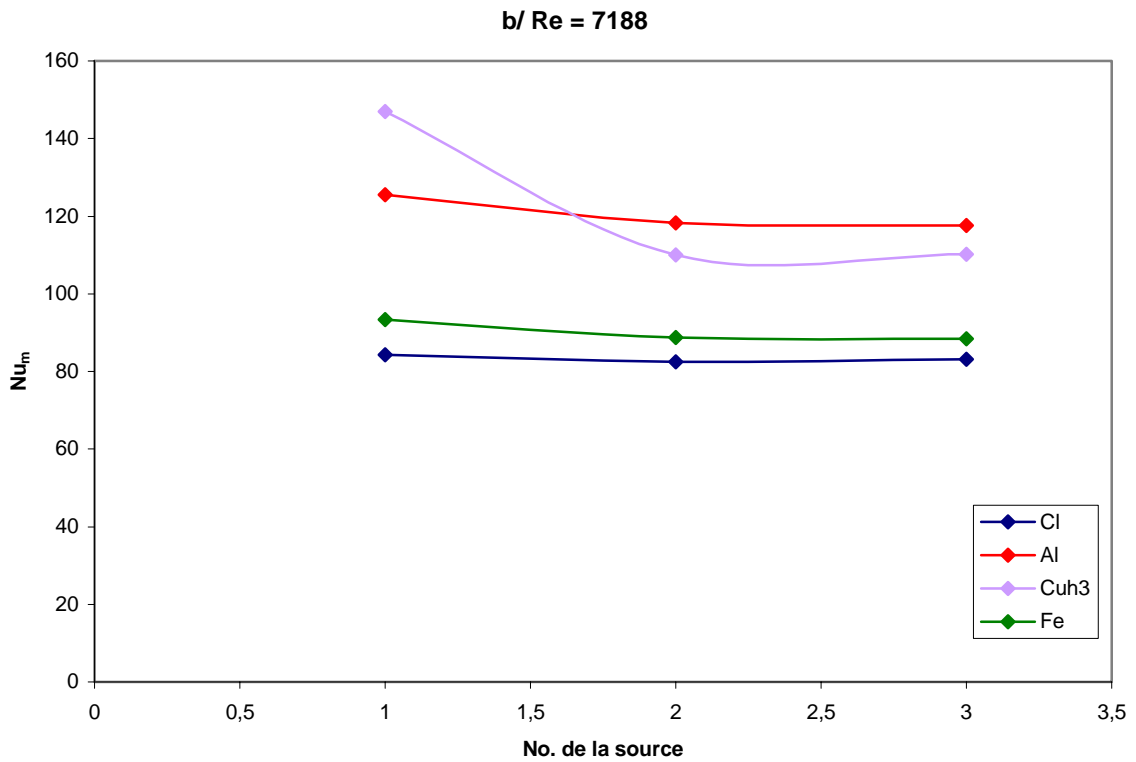
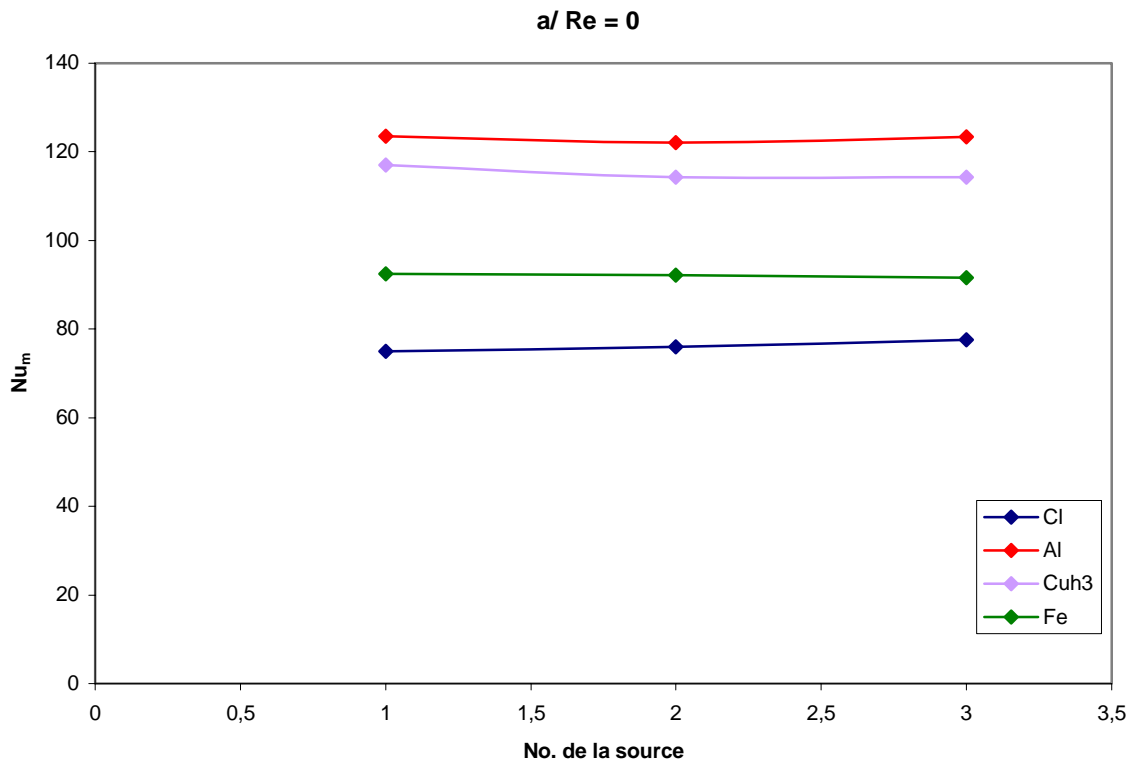


Figure IV.14 : Effet de la structure des blocs poreux sur la distribution du Nombre de Nusselt local.



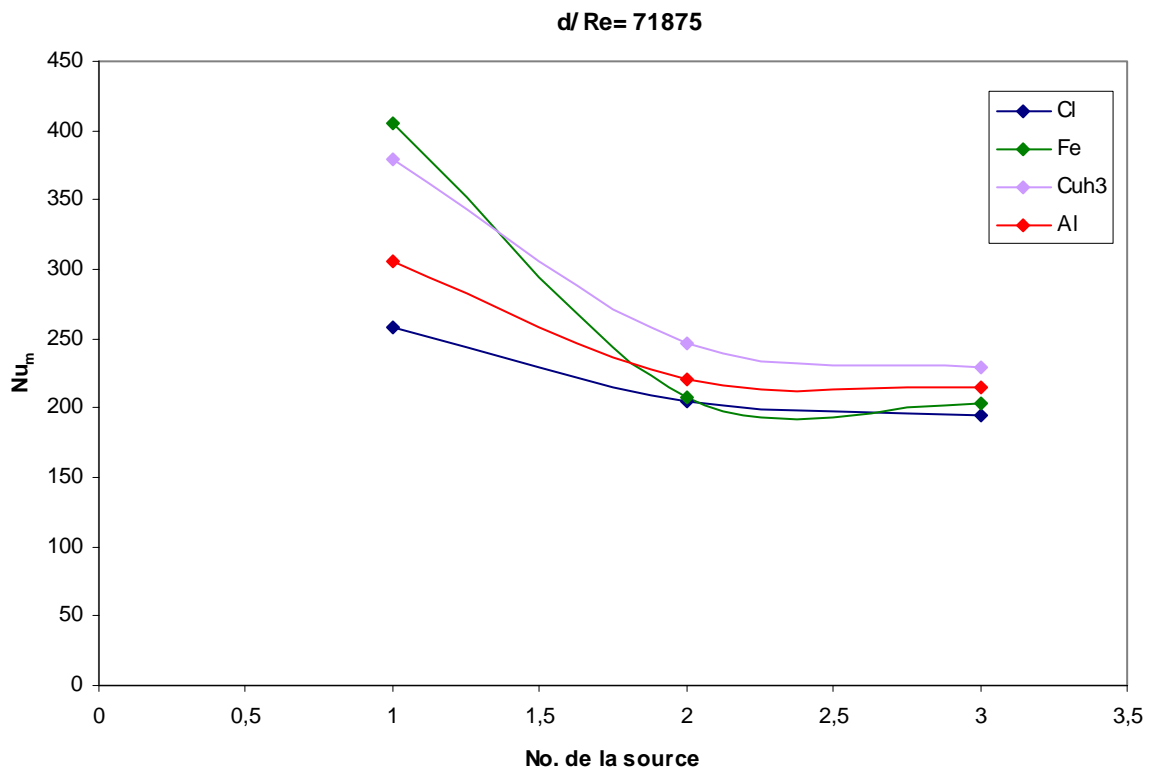
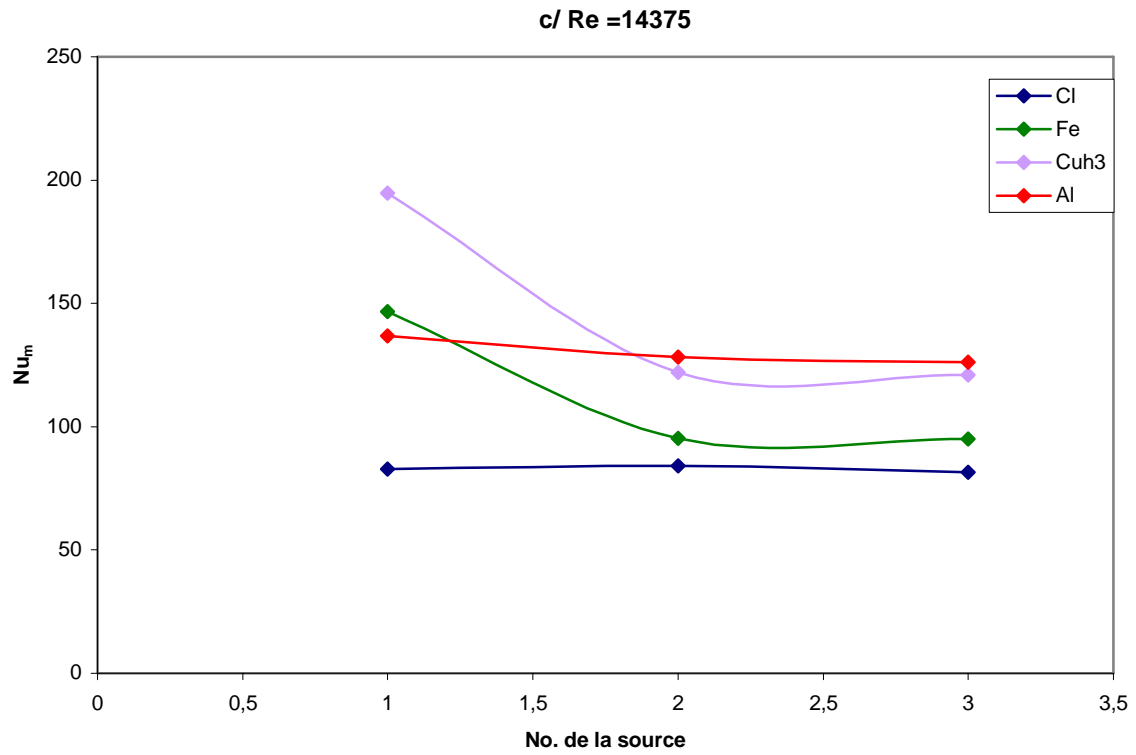


Figure IV.15 : Effet de la structure des blocs poreux sur la distribution du nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur.

- A des plus grands nombres de Reynolds ($Re = 14375$), une nouvelle situation est observée au niveau de la première source de chaleur : le premier bloc en Fer donne un meilleur refroidissement que le bloc en Aluminium. Ce Comportement s'explique par le fait que la perméabilité commence à avoir plus d'importance dans le transfert thermique par convection que la conductivité thermique. Ce refroidissement devient de plus en plus important en augmentant la vitesse d'écoulement, où on observe une inversion de comportement par rapport au cas ($Re = 0$) : l'augmentation de la perméabilité conduit à des températures de paroi de plus en plus faibles.
- En ce qui concerne la deuxième et troisième source de chaleur, on constate que l'effet de la perméabilité commence à se faire sentir (les plus faibles températures avec les blocs en Cuivre). Toutefois, l'effet de la conductivité thermique persiste encore (blocs en Fer donnant toujours les plus grandes températures).

Les évolutions des nombres de Nusselt locaux et moyens de chaque source de chaleur sont représentées sur les figures IV.14 et IV.15 respectivement. Comme prévu, d'après le comportement de θ_P , on remarque tout d'abord, que l'utilisation de blocs poreux améliore le transfert thermique par rapport au cas du canal lisse quelle que soit la valeur du nombre de Reynolds, et que cette augmentation est fortement liée à la structure de ces blocs. En augmentant le nombre de Reynolds le paramètre perméabilité devient important dans le transfert par convection et son accroissement donnera des taux de refroidissement de plus en plus importants.

Le comportement du nombre du Nusselt global (figure IV.16) vient confirmer ces observations. Cependant, aux grands nombres de Reynolds on remarque que le plus grand taux de transfert de chaleur est obtenu avec les blocs en Cuivre qui sont moins perméables que les blocs en Fer mais plus conducteurs de chaleur. Ce résultat est dû au fait que l'effet de la conductivité thermique l'a emporté par rapport à celui de la perméabilité au niveau de la deuxième et de la troisième source de chaleur comme ça a été mis en évidence précédemment (figures IV.13, VI.14 et VI.15 pour $Re = 71875$).

Afin de voir l'effet de la structure des blocs poreux sur l'efficacité du refroidissement, nous avons représenté sur les figure IV.17 et IV.18, l'évolution des rapports des nombres de Nusselt globaux et des chutes de pression (poreux- canal lisse) respectivement avec le nombre de Reynolds. Comme prévu, la structure joue un rôle important dans le gain thermique et les pertes de pression. Ce qui est intéressant de voir ici est qu'aux faibles nombres de Reynolds ($Re < 20000$), la conductivité thermique a un rôle important sur la valeur du taux d'amélioration du transfert de chaleur ($R_{Nugmax} \approx 1.8$ et $R_{\Delta P} \approx 1.6$ pour

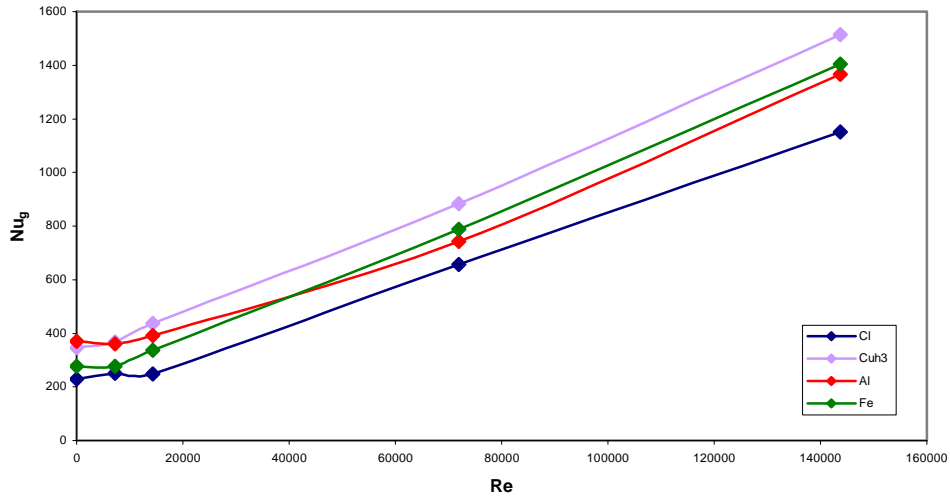


Figure IV.16 : Effet de la structure des blocs poreux sur l'évolution du nombre de Nusselt global.

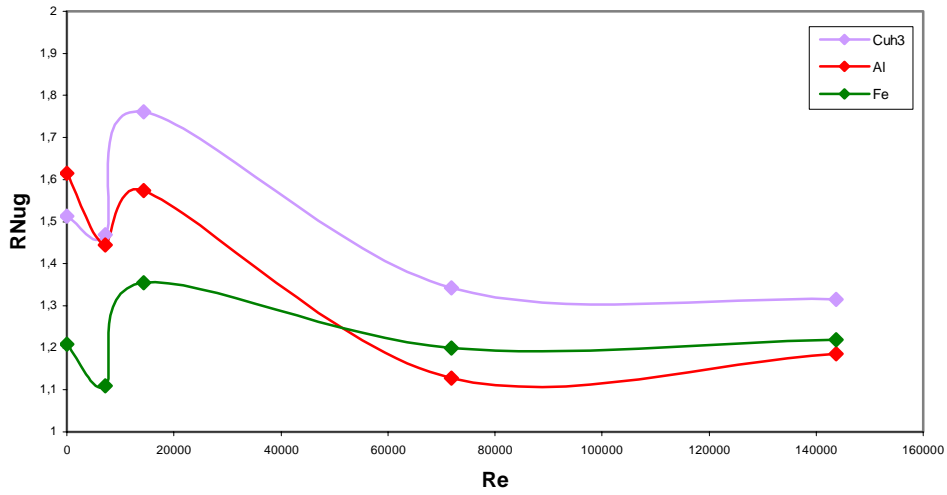


Figure IV.17 : Evolution du rapport des nombres de Nusselt globaux (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds.

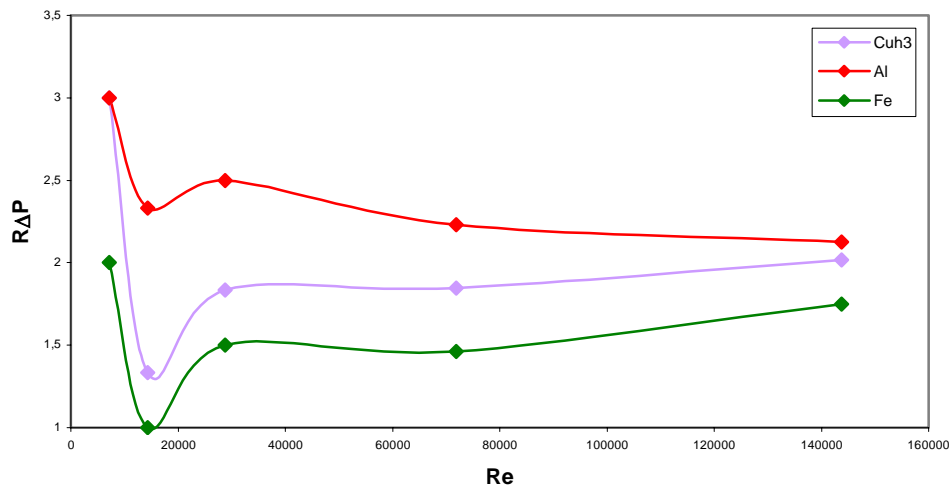


Figure IV.18 : Evolution du rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds.

les blocs en Cuivre alors que $R_{Nugmax} \approx 1.35$ et $R_{\Delta P} \approx 1.5$ pour les blocs en Fer). Quand le nombre de Reynolds augmente, l'effet de la perméabilité devient important sans dépasser celui de la conductivité thermique ($R_{Nug} \approx 1.4$ et $R_{\Delta P} \approx 2$ pour les blocs en Cuivre alors que $R_{Nug} \approx 1.2$ et $R_{\Delta P} \approx 1.5$ pour les blocs en Fer).

En conclusion, nous pouvons dire que si les propriétés thermiques des blocs poreux sont bien choisies (cas des blocs en cuivre : grandes perméabilité et conductivité thermique), nous obtiendrons une bonne amélioration du transfert de chaleur aux dépens d'une chute de pression modérée.

IV.2.4 Effet de la hauteur des blocs poreux

Nous nous sommes aussi intéressés à l'effet de la hauteur des blocs poreux sur l'amélioration du transfert convectif. Nous avons considéré ici le cas où deux blocs en cuivre sont placés dans la veine d'essai ($S/H=0.85$) en faisant varier leur hauteur ($h/H = 0.13$ ($h = 3\text{cm}$) et $h/H=0.26$ ($h = 6\text{cm}$)).

L'évolution de la température adimensionnelle de la paroi θ_P le long de la paroi est représentée sur la figure IV.19. On remarque que l'augmentation de la hauteur des blocs poreux entraîne une diminution des températures au niveau des zones chauffées (par exemple à $Re = 14\,375$, la température de la paroi est réduite de 20 % au niveau du premier bloc et d'environ 13 % a niveau du deuxième). Ceci est probablement dû à l'augmentation de la surface de contact avec le fluide qui va permettre un accroissement de la quantité de chaleur évacuée et donc un meilleur refroidissement de la paroi, donnant ainsi des nombres de Nusselt moyens et globaux plus importants (figures IV.20 et IV.21 respectivement). En augmentant la hauteur des blocs poreux, on obtient un plus grand gain en transfert de chaleur (figure IV.22, $R_{Nug}(Cuh6) \approx 1.7$ et $R_{Nug}(Cuh3) \approx 1.5$) avec cependant, plus de pertes de pression (figure IV.23, $R_{\Delta P}(Cuh6) \approx 1.7$ et $R_{\Delta P}(Cuh3) \approx 1.5$). Vu la grande perméabilité des blocs en Cuivre, les pertes de pression engendrées peuvent être considérées comme étant modérées et une augmentation de la hauteur, jusqu'à une valeur critique à déterminer, ne sera que bénéfique.

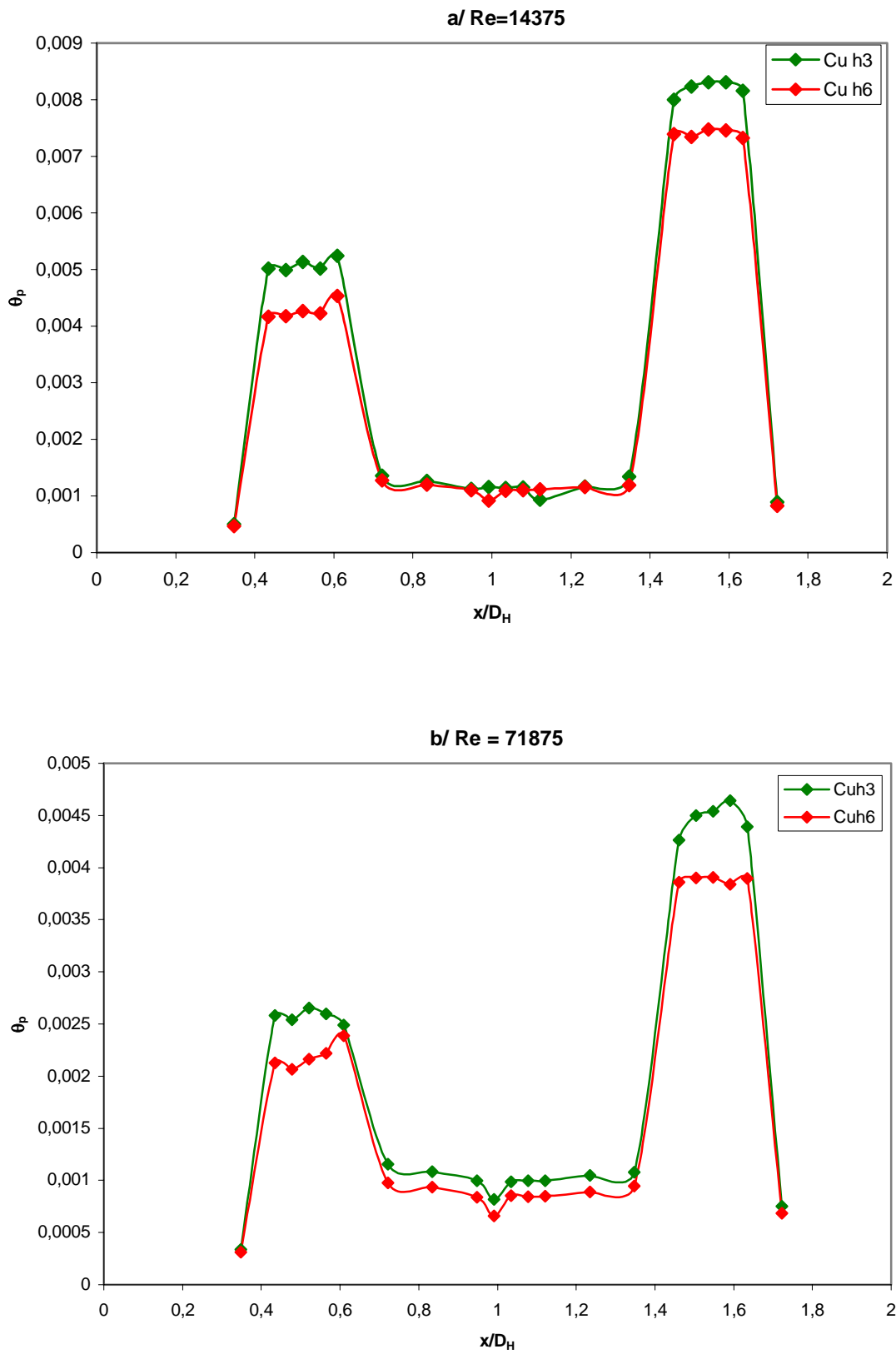


Figure IV.19 : Effet de la hauteur des blocs poreux sur la température de la paroi.

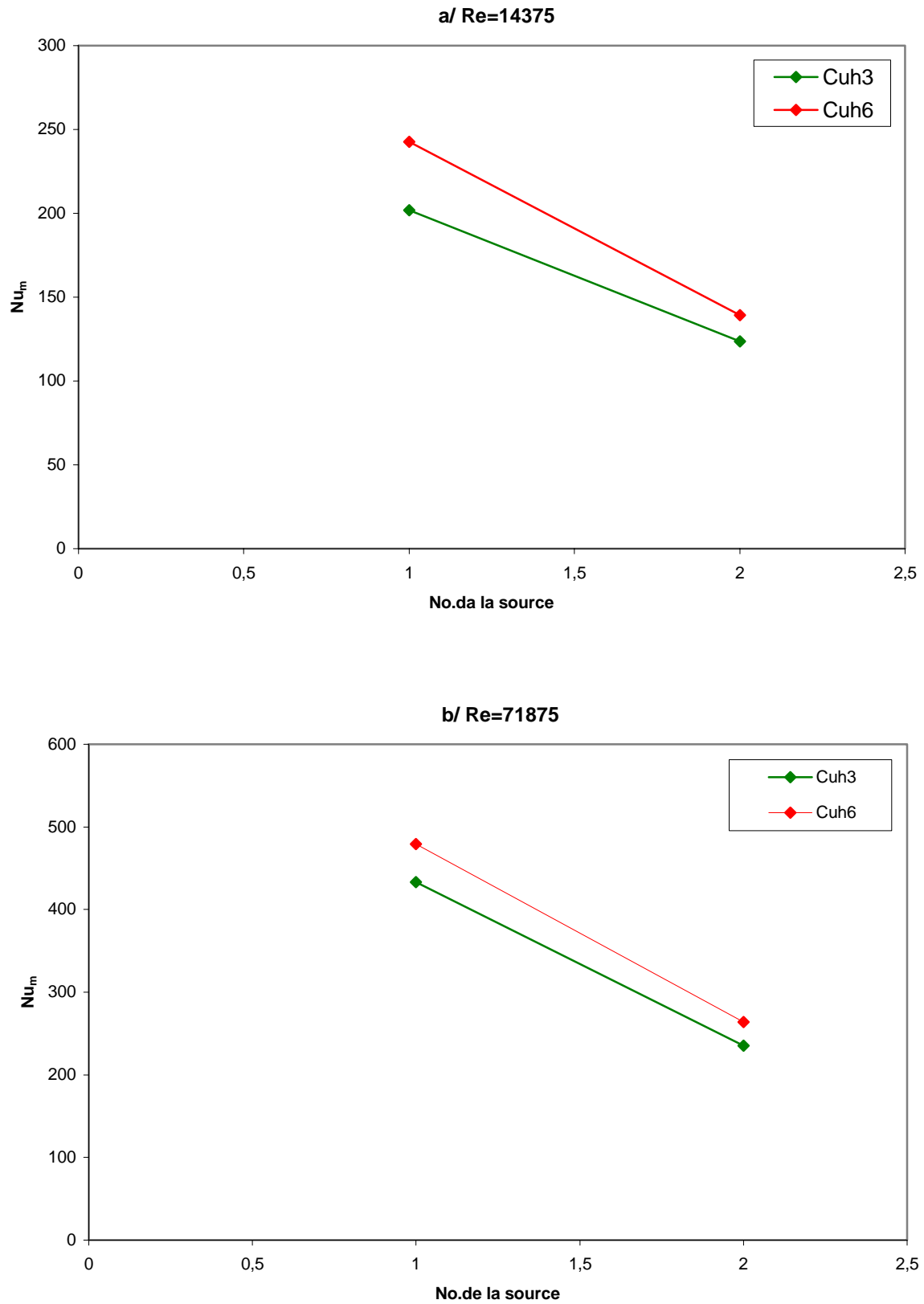


Figure IV.20 : Effet de la hauteur des blocs poreux sur la distribution du nombre de Nusselt moyen de chaque source de chaleur.

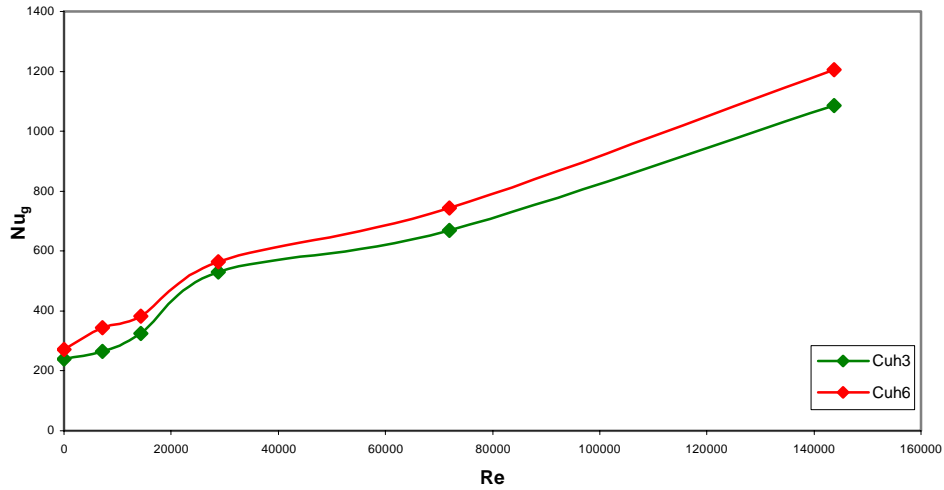


Figure IV.21 : Effet de la hauteur des blocs poreux sur la l'évolution du nombre de Nusselt global avec le nombre de Reynolds.

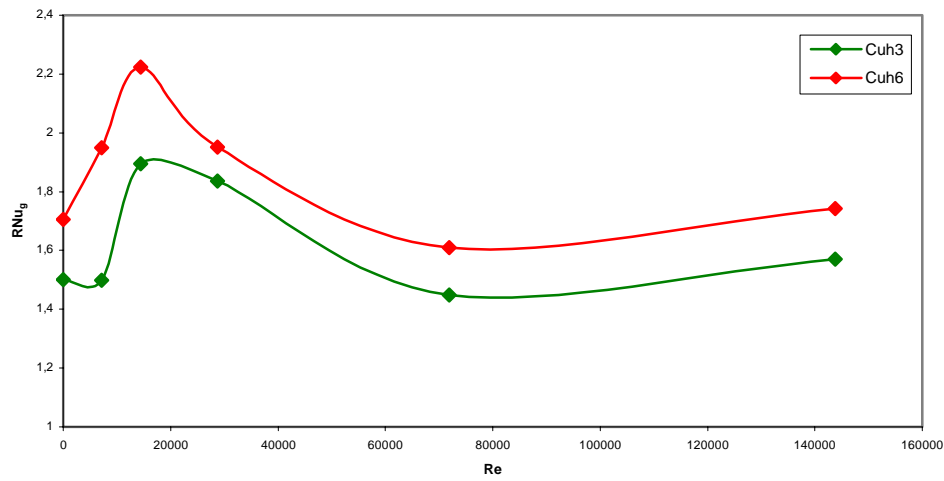


Figure IV.22 : Evolution du rapport des nombres de Nusselt globaux (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds.

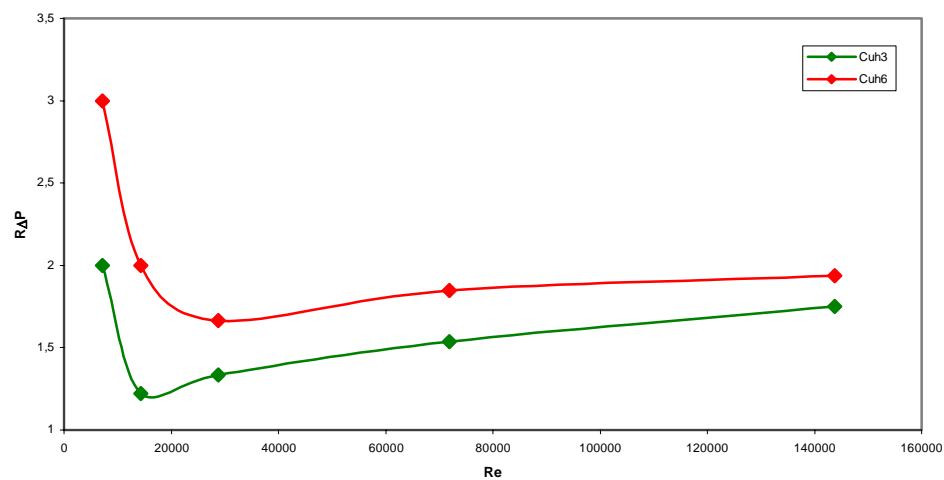


Figure IV.23 : Evolution du rapport des chutes de pression (poreux-canal lisse) avec le nombre de Reynolds.

IV.2.5 Effet de l'espacement des blocs poreux

A cause de la longueur limitée de la veine d'essai (500mm), nous n'avons pu étudier l'effet de l'espacement que pour la configuration avec deux blocs poreux, en ne considérant que deux espacements uniquement ($S/D_H = 0.34$ et $S/D_H = 0.85$).

On constate sur les figures IV.24, IV.26 et IV.28, que les nombres de Nusselt globaux sont très peu sensibles à l'espacement des blocs poreux pour des $Re \leq 80000$. Les faibles écarts (12 % au maximum) observés dans les cas des blocs en Fe et Cu6 aux grands nombres de Reynolds sont peut être dus aux erreurs de mesures. Un tel résultat reste à confirmer en effectuant d'autres mesures et en considérant plusieurs valeurs de S.

En ce qui concerne les chutes de pression (figures IV.25, IV.27 et IV.29), on remarque qu'elles sont légèrement plus importantes quand les blocs sont plus proches ($S/D_H=0.34$, valeur maximale de l'accroissement de la chute de pression de l'ordre de 11 % pour les blocs Al, de 6 % pour les blocs Fe et de 10 % pour les blocs Cu6). Ceci peut s'expliquer par le fait que la diminution de la distance entre les blocs va entraîner une plus grande interaction entre les blocs, d'où plus de perturbations et donc des pertes de pression plus importantes.

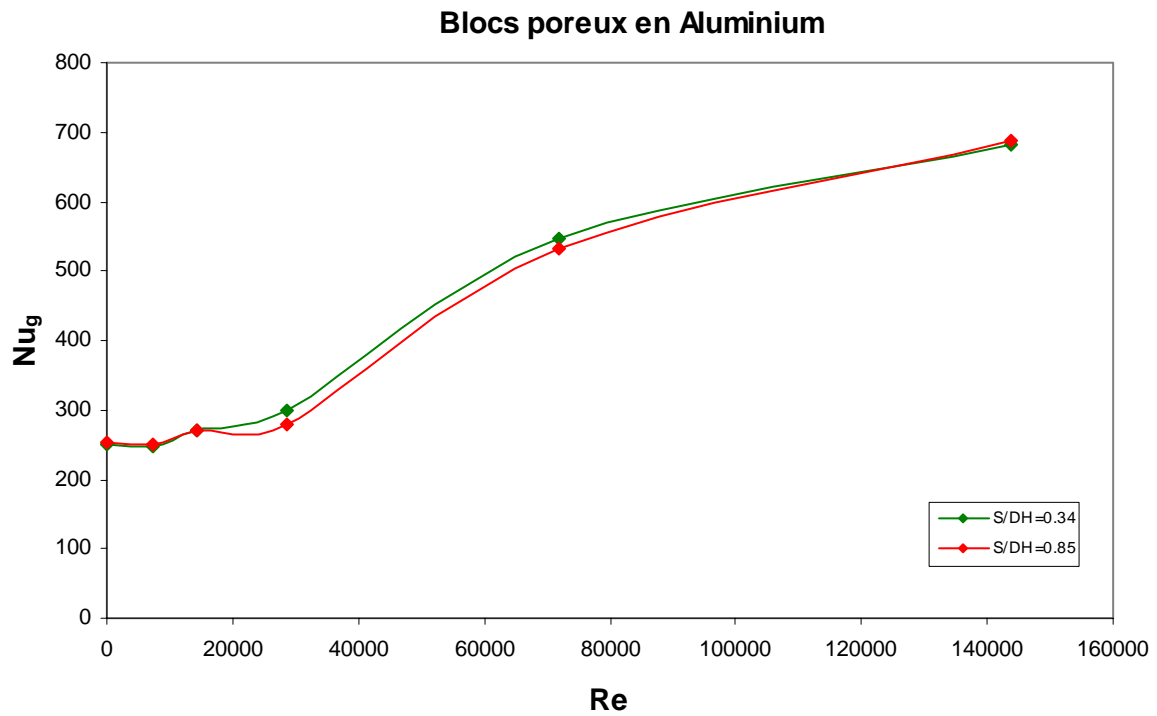


Figure IV.24 : Effet de l'espacement des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

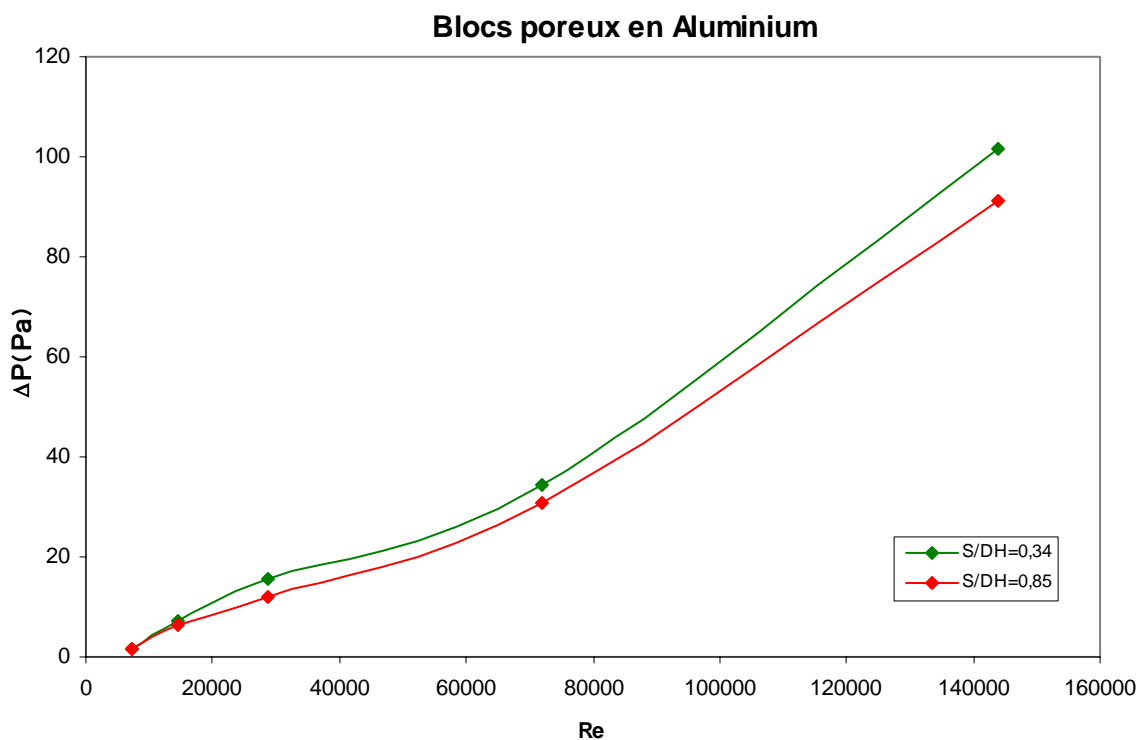
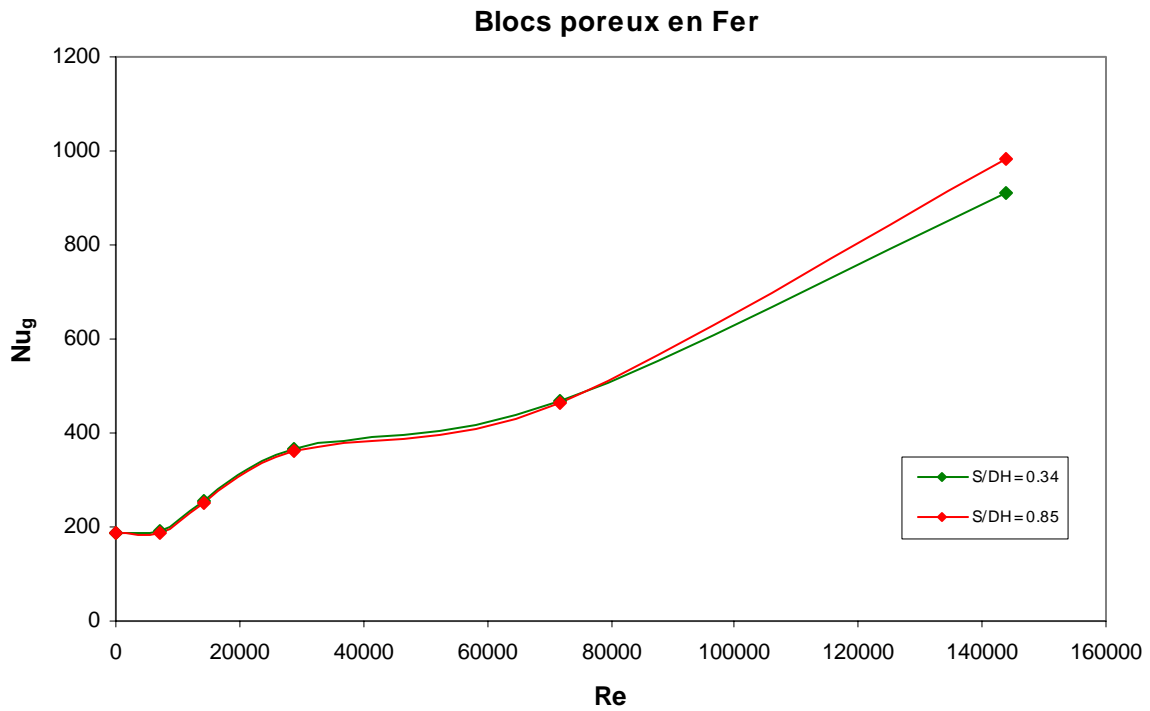


Figure IV.25 : Effet de l'espacement des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai.



FigIV.26 : Effet de l'espace des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

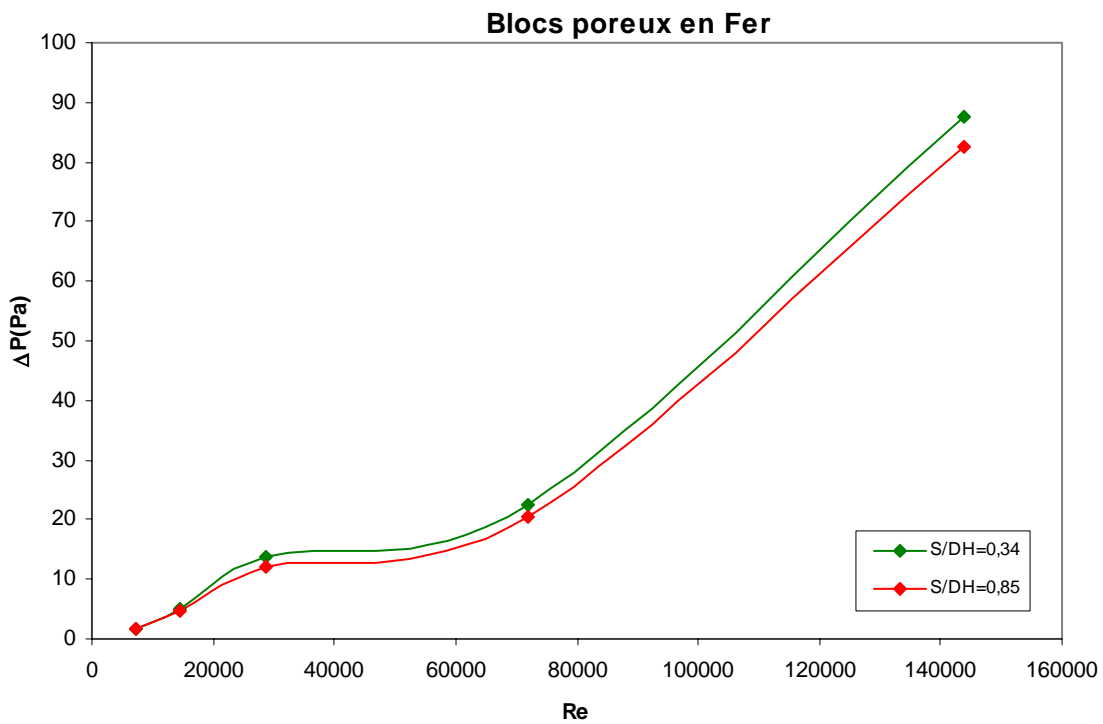


Figure IV.27 : Effet de l'espace des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai.

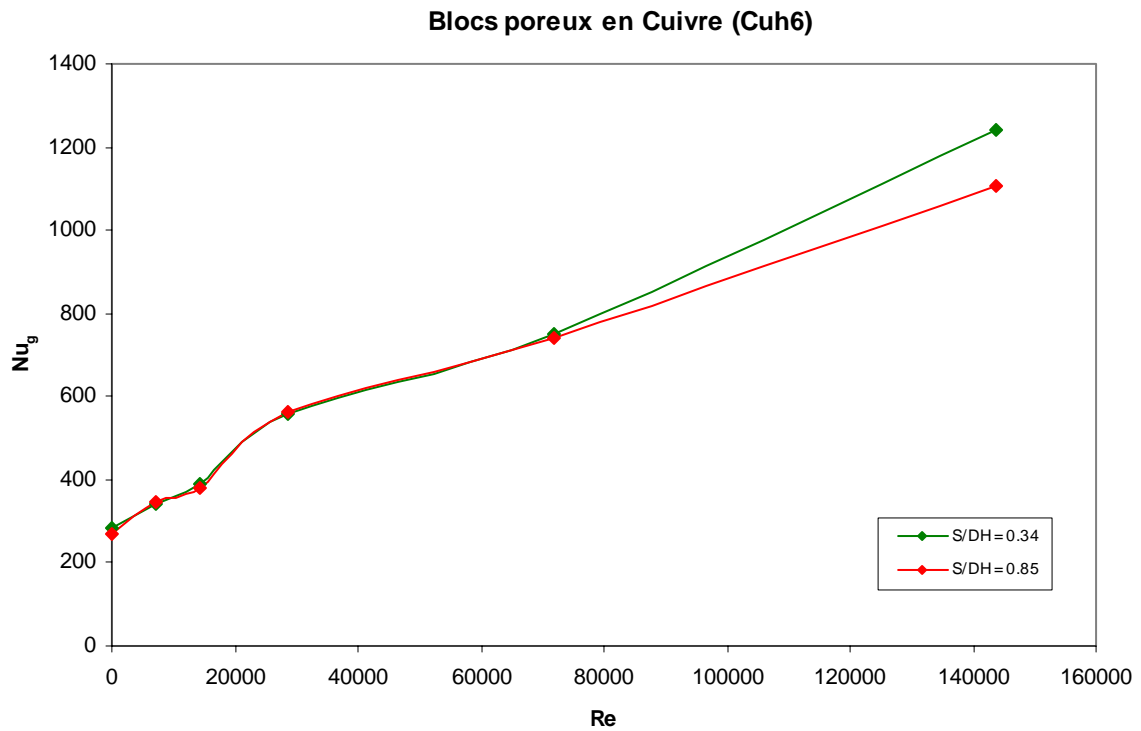


Figure IV.28 : Effet de l'espace des blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

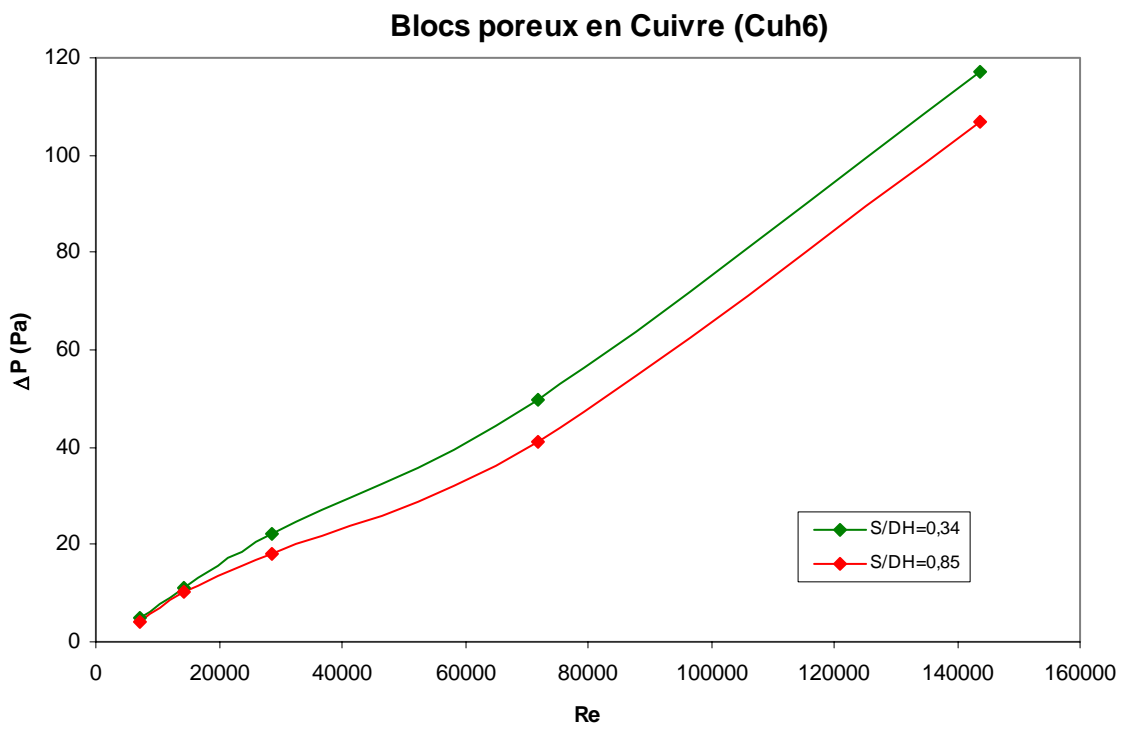


Figure IV.29 : Effet de l'espace des blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai.

IV.2.6 Effet du nombre de blocs poreux

Nous allons voir maintenant comment la présence d'un ou plusieurs blocs poreux dans la veine d'essai va influencer le transfert de chaleur. Pour cela, nous avons considéré les configurations où un, deux et trois blocs poreux sont placés dans la veine d'essai.

Comme le montre les figures IV.30 et IV.32, l'augmentation du nombre de blocs (et donc l'augmentation de la surface d'échange) favorise le transfert de chaleur qui est d'autant plus prononcé que le nombre de Reynolds est important (à $Re = 143750$ et pour les blocs en Aluminium, Nu_g passe d'une valeur de l'ordre de 350 quand $N = 1$ à une valeur proche de 1150 pour $N = 3$). En contre partie, les pertes de pression (figures IV.31 et IV.33) ont aussi augmenté (passage de la chute de pression ΔP d'une valeur d'environ 80 Pa pour $N = 1$ à une valeur ≈ 117 Pa quand $N = 3$ dans le cas des blocs en Aluminium et pour $Re=143750$).

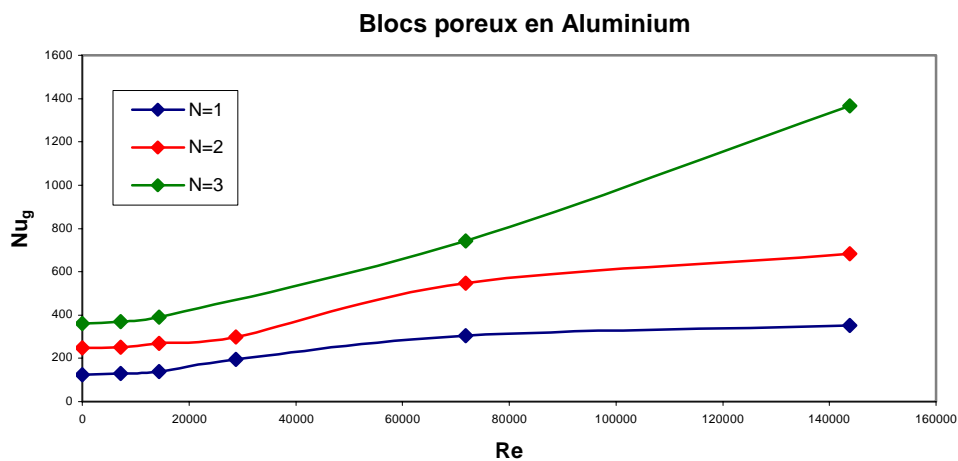


Figure IV.30 : Effet du nombre de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

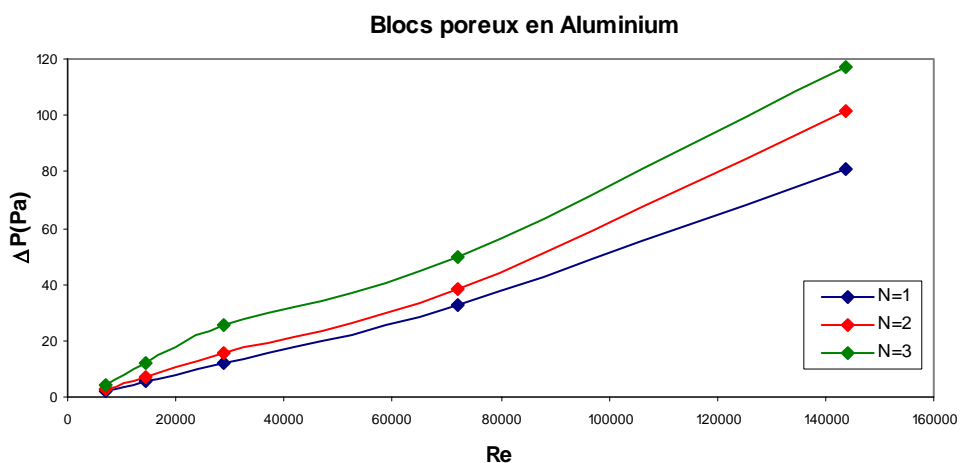


Figure IV.31 : Effet du nombre de blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai.

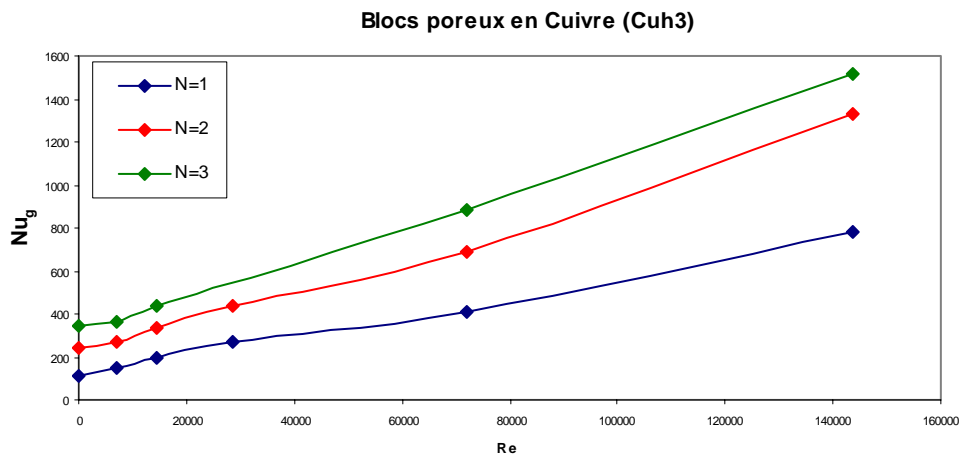


Figure IV.32 : Effet du nombre de blocs poreux sur le nombre de Nusselt global.

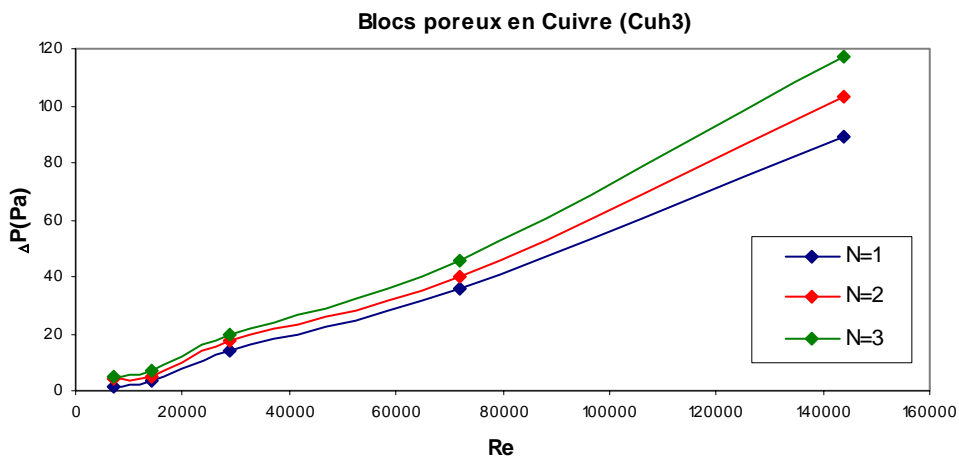


Figure IV.33 : Effet du nombre de blocs poreux sur la chute de pression dans la veine d'essai.

Conclusion

Le présent travail expérimental a consisté en l'étude du transfert de chaleur par convection dans un canal muni de blocs poreux de différentes structures et chauffés localement.

Les principaux résultats obtenus sont :

- Sur le plan dynamique, le tracé des profils de vitesse a permis de montrer que l'écoulement est perturbé par la présence de ces blocs.
- Sur le plan thermique, en étudiant les effets du nombre de Reynolds, de la structure, de la hauteur, de l'espacement et du nombre de blocs poreux, il apparaît que l'amélioration du transfert de chaleur s'avère plus efficace en présence de blocs poreux aux grands nombres de Reynolds et ayant des propriétés géométriques structurales adéquates (grandes hauteur, perméabilité et conductivité thermique).

Conclusion générale

Le travail entrepris dans cette étude expérimentale a pour but d'apporter une contribution aux travaux effectués sur l'amélioration du transfert de chaleur par utilisation de blocs poreux.

La partie expérimentale a consisté, dans un premier temps, à essayer de minimiser les déperditions thermiques en renforçant le système d'isolation par utilisation de briques réfractaires séparées par des feuilles en liège.

La deuxième étape était le relevé des vitesses et des températures du fluide ainsi que les chutes de pression dans la veine d'essai dans diverses conditions de fonctionnement : différents nombres de Reynolds et différentes structures des blocs (hauteur, perméabilité, porosité et conductivité thermique).

Les principaux résultats obtenus peuvent se résumer comme suit :

- Sur le plan dynamique, le tracé des profils de vitesse a révélé que l'écoulement du fluide est perturbé en présence de blocs poreux surtout entre deux blocs successifs. Cette perturbation est plus importante aux grands nombres de Reynolds et aux grandes hauteurs des blocs.
- Sur le plan thermique :
 - L'utilisation des blocs poreux réduit la température des parois chauffées par rapport aux cas de blocs solides et du canal lisse, ce qui donne une amélioration du transfert thermique (augmentation du nombre de Nusselt global d'un facteur de l'ordre de 2.2 environ pour le meilleur cas considéré : blocs Cuh6).
 - Le meilleur transfert thermique se produit, dans tous les cas étudiés, au niveau de la première source de chaleur et aux bords d'attaque des différentes sources.
 - L'augmentation du nombre de Reynolds ainsi que la hauteur des blocs poreux donnent un accroissement des nombres de Nusselt locaux, moyens et globaux.

- La structure des blocs poreux (conductivité thermique, porosité et perméabilité) joue un rôle important sur le taux d'amélioration du transfert de chaleur et les pertes de pression engendrées. En effet, avec des blocs poreux possédant une grande perméabilité et une grande conductivité thermique, on obtient une amélioration conséquente du transfert de chaleur aux dépens d'une chute de pression modérée.
- L'augmentation du nombre de blocs poreux conduit d'une part, à un accroissement du transfert thermique et d'autre part, à une augmentation des pertes de pression.

En conclusion, nous pouvons dire que pour obtenir un maximum d'amélioration de transfert de chaleur avec des pertes de pression acceptables, il faudra faire un choix judicieux en ce qui concerne les propriétés structurales des blocs poreux, leur disposition ainsi que leur nombre.

A/ calcul de la Porosité

Pour le calcul de la porosité des différents blocs poreux utilisés nous avons procédé comme suit :

1) Blocs Al et Cu :

Chaque bloc a été placé dans un bécher gradué initialement vide. De l'eau a été ensuite ajoutée graduellement jusqu'à ce que le bloc soit complètement immergé. Après avoir noté le volume d'eau, le bloc a été retiré en enlevant toute la quantité d'eau contenue dans les pores. La diminution du volume d'eau enregistré correspond alors au volume de la phase solide du bloc poreux.

La porosité a été en suite calculée par la relation : $\varepsilon = 1 - \frac{V_S}{V_T}$

Cette expérience a été répétée plusieurs fois afin de mieux estimer la valeur de la porosité.

2) Blocs Fe, PF3 et PF5 :

Pour ces blocs, le volume du vide a été calculé par la relation : $V = N \cdot S_{PF} \cdot E_P$

Où

N : est le nombre de perforations

S_{PF} : Surface d'une perforation

E_P : épaisseur sur laquelle a été produite la perforation

B/ Calcul de la perméabilité

Pour calculer la perméabilité d'un bloc poreux, la chute de pression entre l'amont et l'aval de ce dernier a été mesurée par utilisation de deux prises de pression placées à mi-hauteur du bloc reliées à un tube en 'U' rempli d'alcool.

Pour chaque vitesse débitante, la différence des hauteurs manométriques ΔH a été relevée et la chute de pression correspondante a été calculée comme suit :

$$\Delta P = \rho_{al} g \Delta H$$

Où ρ_{al} est la masse volumique de l'alcool.

Après avoir tracé la courbe $\Delta P = f(U)$ et ajusté un polynôme d'ordre 2 ($\Delta P = AU^2 + BU$), la perméabilité K a été calculée en faisant une identification avec le modèle de Darcy-Forchheimer. Soit :

$$K = \frac{\mu l}{B} ; l = 4 \text{ cm}$$

A titre d'exemple, nous avons représenté sur la figure ci-dessous l'évolution de la chute de pression en amont et en aval des blocs poreux Cu, Al et Fe avec la vitesse d'écoulement.

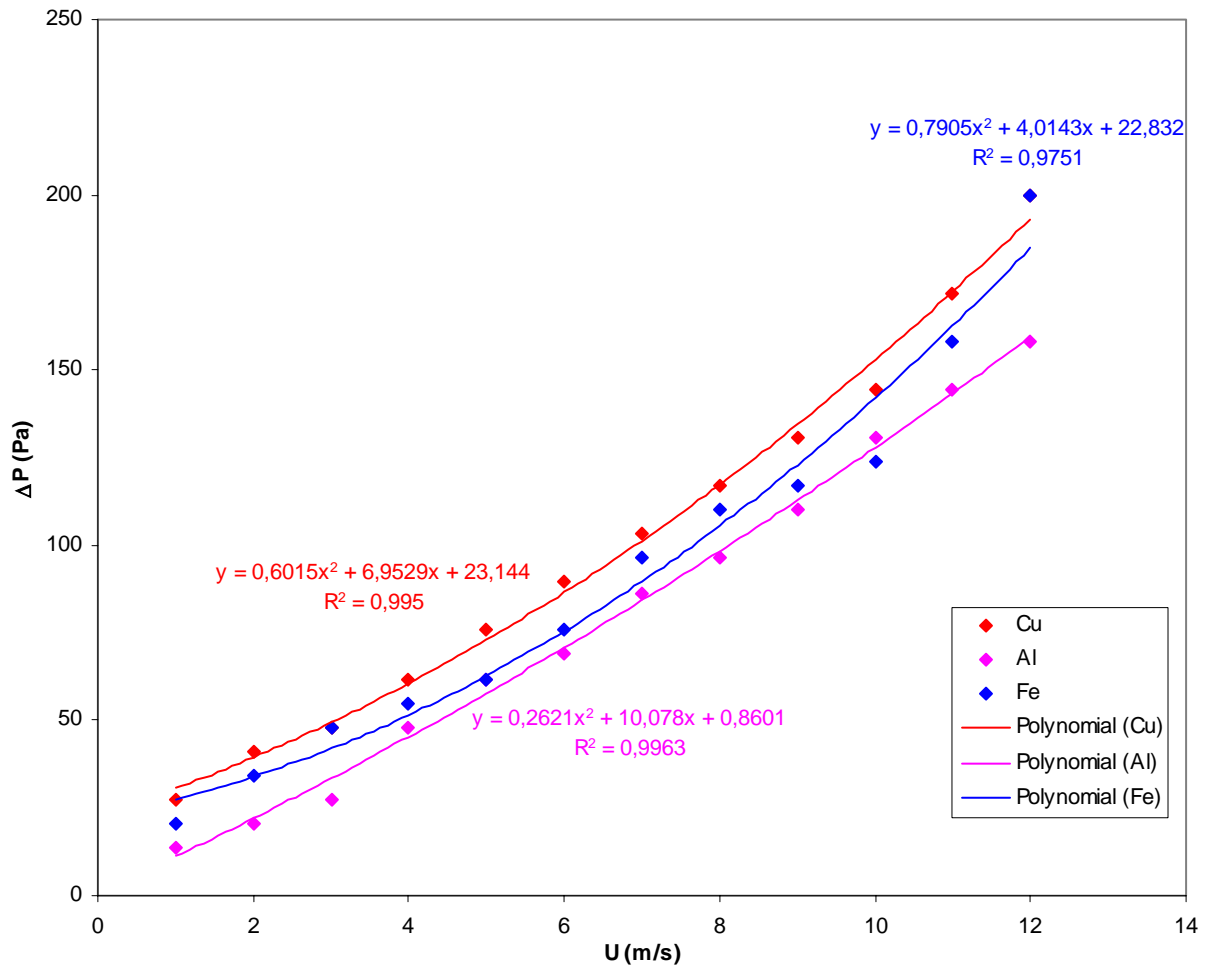


Figure : Variation de la chute de pression entre l'amont et l'aval d'un bloc poreux avec la vitesse d'écoulement.

Références bibliographiques

- [1] Site Internet : WWW.Heat Transfer.TORONTO.UC.COM
- [2] E. Scheidegger, "The physics of flow through porous media", University of Toronto Press, 3rd Edition (1974).
- [3] Dullien, "Porous Media, fluid transport and pore structure", Academic Press, 2nd Edition (1992).
- [4] T.J. Young and K. Vafai, "Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles", Int. J. Heat Mass Transfer, 41 (1998), 3279-3298.
- [5] S.Y. Kim, B.H. Kang and J.M. Hyun, "Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, 3 (1998), 625-634.
- [6] S. Chen, Y. Liu, S.F. Chan, C.W. Leung and T.L. Chan, "Experimental study of optimum spacing problem in the cooling of simulated electronic package", Heat and Mass Transfer, 37 (2001), 251-257.
- [7] C. Herman and E. Kang, "Comparative evaluation of three heat transfer enhancement strategies in a grooved channel", Heat and Mass Transfer, 37(2001), 563-575.
- [8] Y. Ould Amer, S. Chikh, K. Bouhadeb and G. Lauriat, "Forced convection cooling enhancement by use of porous materials", Int. J. Heat and Fluid Flow, 19 (1998), 371-378.
- [9] R. Rachedi and S. Chikh, "Enhancement of electronic cooling by insertion of foam materials", Int. J. Heat Mass Transfer, 37 (2001), 371-378.
- [10] P.C. Huang, C.F. Yang, J.J. Hwang and M.T. Chiu, "Enhancement of forced-convection cooling of multiple heated blocks in a channel using porous covers", Int. J. Heat Mass Transfer, 48 (2005), 647-664.
- [11] A. Hadim, "Forced convection in a porous channel with localized heat sources", J. Heat Transfer, 118 (1994), 465-472.
- [12] P.C. Huang and K. Vafai, "Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks", J. Thermophysics and Heat Transfer, 8 (1994), No. 3, 563-573.
- [13] H.J. Sung, S.Y. Kim and J.M. Hyun, "Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium", Int. J. Heat and Fluid Flow, 16 (1995), 527-535.
- [14] W.S. Fu, H.C. Huang and W.Y. Liou, "Thermal enhancement in laminar channel flow with a porous block", Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (1996), No. 10, 2165-175.

- [15] C. Cui, X.Y. Huang and C.Y. Liu, "Forced Convection in a porous channel with discrete heat sources", ASME J. Heat Transfer, 123 (2001), 404-407.
- [16] S. Kiwan and M.A. Al-Nimr, "Using porous fins for heat transfer enhancement", ASME J. Heat Transfer, 123 (2001), 790-795.
- [17] O.N. Sara, T. Pekdimir, S. Yapici and M. Yilmaz, "Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks", Int. J. Heat and Fluid Flow, 22 (2001), 509-518.
- [18] D. Angirasa, "Experimental investigation of forced convection heat transfer augmentation with metallic fibrous materials", Int. J. Heat Mass Transfer, 45 (2002), 919-922.
- [19] K.S. Chiem and Y. Zhao, "Numerical study of steady/unsteady flow and heat transfer in porous media using a characteristics-based matrix-free implicit FV method on unstructured grids", Int. J. Heat and Fluid Flow, 25 (2004), 1015-1033.
- [20] T. Latrèche et F. Saadaoui, "Réalisation d'une veine d'essai et étude du transfert de chaleur autour d'obstacles poreux", PFE (2000), IGM (USTHB).
- [21] Fiche technique de la soufflerie subsonique à aspiration DELTALAB EA 600.
- [22] Document interne SNVI.
- [23] Fiche technique du Multimètre numérique à sélecteur rotatif JEULIN.
- [24] Fiche technique du thermomètre de poche couple K, CA 863.
- [25] Fiche technique du manomètre en U (PROLABO).