



HAL
open science

Development, study of performances and integration of thermal probes for fouling characterisation of tubular heat exchangers

Laetitia Perez

► **To cite this version:**

Laetitia Perez. Development, study of performances and integration of thermal probes for fouling characterisation of tubular heat exchangers. Engineering Sciences [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2003. English. NNT : 2003ENAM0025 . pastel-00000984

HAL Id: pastel-00000984

<https://pastel.hal.science/pastel-00000984>

Submitted on 19 Jan 2005

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° d'ordre : 2003-25

Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
Centre de Bordeaux

THESE

présentée pour obtenir le grade de

DOCTEUR

de

L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ARTS ET METIERS

SPECIALITE : MECANIQUE

Par

Laetitia PEREZ

**DEVELOPPEMENT, ETUDE DE PERFORMANCES ET
INTEGRATION DE SONDES THERMIQUES POUR LA
CARACTERISATION DE L'ENCRASSEMENT
D'ECHANGEURS TUBULAIRES A COURANTS CROISES**

SOUTENUE le 18 décembre 2003

JURY :

Monsieur BATSALE J-C.....Directeur de Thèse
Monsieur LADEVIE B.Co-directeur de Thèse
Monsieur TOCHON P.Responsable CEA
Monsieur MAILLET D.....Rapporteur
Monsieur BENET S.Rapporteur
Monsieur LACROIX M.....Examineur

*Quand j'étais gosse, haut comme trois pommes,
Je parlais bien fort pour être un homme,
Je disais, Je sais, Je sais, Je sais, Je sais.*

*C'était le début, c'était le printemps,
Mais quand j'ai eu mes 18 ans,
J'ai dit, Je sais, ça y est, cette fois Je sais.*

*Et aujourd'hui, les jours où je me retourne,
Je regarde la Terre où j'ai quand même fait les 100 pas,
Et je ne sais toujours pas comment elle tourne !*

*Vers 25 ans, je savais tout : l'amour, les roses, la vie, les sous,
Tiens oui l'amour, j'en avais fait tout le tour !*

*Et heureusement, comme les copains, j'avais pas mangé tout mon pain :
Au milieu de ma vie, j'ai encore appris.
Ce que j'ai appris, ça tient en trois quatre mots :*

*Le jour où quelqu'un vous aime, il fait très beau,
Je peux pas mieux dire, il fait très beau !*

*C'est encore ce qui m'étonne dans la vie,
Moi qui suis à l'automne de ma vie,
On oublie tant de soirs de tristesse,
Mais jamais un matin de tendresse !*

*toute ma jeunesse, j'ai voulu dire Je sais,
Seulement, plus je cherchais, et puis moins je savais.*

*Il y a 60 coups qui ont sonné à l'horloge
Je suis encore à ma fenêtre, je regarde et je m'interroge,*

Maintenant, Je sais qu'on ne sait jamais !

*La vie, l'amour, l'argent, les amis et les roses,
On ne sait jamais le bruit ni la couleur des choses,
C'est tout ce que Je sais mais ça Je le sais !*

Jean Gabin

Remerciements

Dans mon imaginaire, l'écriture de cette page était loin de représenter autant de choses : la joie immense d'avoir mené ce projet à bien mais aussi la tristesse qui se cache toujours derrière le mot Fin.

Rien n'aurait été possible seule. Par cette simple phrase, cette page prend ici tout son sens et la peur d'oublier quelqu'un qui aurait pu, ne serait ce que par un mot, changer le cours des choses, devient réelle. A tout ceux là, MERCI.

Je tiens à exprimer, en premier lieu, tous mes plus vifs remerciements à Monsieur Jean Christophe Batsale, Professeur au Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transfert de l'ENSAM de Bordeaux, pour avoir accepté de diriger cette thèse, pour toutes les heures que nous avons passées ensemble au téléphone mais aussi et surtout pour ses qualités humaines et scientifiques toujours en toute modestie, sa passion du métier qu'il sait rendre contagieuse et la confiance qu'il a bien voulu m'accorder tout au long de ce travail.

Je tiens à remercier vivement Monsieur Bruno Ladevie, Maître assistant à l'Ecole des Mines d'Albi Carmaux, pour avoir accepté d'encadrer et de co-diriger ce travail, pour avoir su me supporter dans les moments de doute comme dans les moments d'allégresse, pour son enthousiasme permanent et ses implications tant humaines que scientifiques.

Je remercie Monsieur Patrice Tochon, Ingénieur CEA, d'avoir été pour partie l'instigateur de ce projet et d'avoir mis à ma disposition les moyens expérimentaux nécessaires à son bon déroulement.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur Marcel Lacroix, Professeur à l'Université de Sherbrooke, qui m'a fait l'honneur de présider mon jury en gardant, dans la bonne humeur, le souci constant du protocole.

C'est avec plaisir que je salue et remercie Monsieur Sauveur Bénét, Professeur à l'Université de Perpignan, pour m'avoir fait l'honneur de rapporter ce travail, et par là boucler la boucle de mon cursus universitaire.

Mon plaisir n'est pas moins grand à remercier Monsieur Denis Maillet, Professeur au Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée de l'INPL, pour m'avoir fait l'honneur de rapporter cette thèse ainsi que pour ses remarques constructives sur ce travail.

Je tenais aussi à remercier Monsieur Didier Lecomte, pour m'avoir accueillie au sein du centre Energétique Environnement de l'Ecole des Mines d'Albi Carmaux et Messieurs Bruno Ragner et Christophe Marvillet au sein du Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques du CEA de Grenoble.

Les joies et résultats de la partie expérimentale de cette thèse n'auraient sans doute pas été les mêmes sans la participation de Messieurs Denis Marty, technicien du centre Energétique et Environnement, et Franck Chiarucci, technicien du GRETh. Merci à eux pour leurs conseils, leur disponibilité, leur compétence et leur bonne humeur. Qu'ils reçoivent ici toute mon amitié.

Parce que la thèse est aussi une grande aventure humaine, je tiens à remercier les nombreuses personnes que j'ai côtoyées, qui ont bien voulu m'intégrer et qui ont dû me supporter lors de ces 3 années, qu'ils soient permanents, doctorants ou stagiaires, de l'EMAC ou du GRETh. En particulier, par ordre alphabétique pour m'éviter le choix trop difficile d'un premier, Ange, Bernard, Blandine, Brian, Bruno & Bruno dit nOnO que j'ai malheureusement connu trop tard, Carlos, Cédric, Céline & Céline, Christophe, Cyril, David, Didier, Fabrice, Franck, Mme Jaber et ses attentions, Jaroslav, Jean-Claude, Jean-Henry, Jean-Jacques, Jean-Louis, Jean-Marie, Jérôme (dit Gé), Julien, Laurence (dite Lo), Laurent (dit Lolo, un de mes chers « Pigeons »), Ludivine, Maria- Aurora, Marie-Elise, Mariem et ses smileys, Maxime, Michel et son souci du mot juste, Mouna, Myriam & Myriam, Nicolas, Patricia (un coup de main ?), Petra, Philippe & Philippe les deux homonymes, Pierre & Pierre et son efficacité à motiver les troupes, Sandrine & Sandrine (dite Sardine), Sébastien, Sofia, Souhila, Stéphane & Stéphane (dit James), Sylvain, Tahar, Valérie, Yannick, Yilmaz, Yohann (plus communément appelé Piou), Merci à vous !

Je tiens à remercier plus particulièrement :

- *Emmanuel dit Padawan pour les coups de main ô combien précieux qu'il m'a apportés, pour sa bonne humeur et sa façon d'être. Encore merci à toi et surtout ne change rien !*
- *Jean-François dit Jeff pour ses qualités d'écoute, sa disponibilité et ses innombrables compétences. Tu l'as souvent entendu et je ne peux pas te promettre que ce sera la dernière fois : Merci !*
- *Jean Michel dit Jean-Michou la chance, que te dire ici, je pense que les mots ne suffiraient pas et que tu sais déjà...*
- *Elian, quelque part un peu mon frère spirituel, toi aussi tu sais déjà que tu pourras toujours compter sur moi mais ai je vraiment besoin de te le rappeler ?*
- *Sophie dite Tite qui sous son auréole et ses remarques souvent caustiques a toujours su lire en moi comme dans un livre ouvert. Ton amitié est chose précieuse à mes yeux. Merci pour ta confiance, ta franchise et ton amitié.*
- *Arnaud dit NoNo pour les très agréables soirées que nous avons passées ensemble, pour ta vision de la Vie, ta culture, et tes conseils. De simples mots seraient trop désuets et j'espère avoir encore le loisir de te le dire de vive voix : Merci ! Sache ici que mon amitié t'es acquise.*
- *Quant à toi, Patrice, sache qu'aucun mot n'est assez fort pour exprimer ce que je ressens vraiment et que rien n'aurait été pareil sans ta présence. Tu as été mon compagnon de fortune et d'infortune et nous verrons ensemble ce que nous réserve l'avenir. Pour tout cela et pour tout le reste : Merci !*

Enfin, les mots les plus forts étant les plus simples, j'adresse ici toute mon affection à ma mère, mon père, ma grand-mère et mon grand-père. Malgré mon éloignement depuis de trop nombreuses années, leur confiance, leur tendresse, leur amour n'ont cessé de me porter et de me guider. Est ce le meilleur endroit pour vous dire ce genre de choses ? Je n'en connais, en tout cas, pas de mauvais. Je vous aime.

Table des Matières

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES	i
TABLE DES FIGURES	ix
TABLE DES TABLEAUX	xv
NOMENCLATURE	xix
AVANT PROPOS	1
INTRODUCTION GENERALE	5
CHAPITRE I : Problématique Générale	11
I.1. Quelques notions sur les échangeurs.....	11
I.1.1. Principaux modes d'écoulement des deux fluides	12
I.1.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens	12
I.1.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires.....	13
I.1.1.2. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage.....	13
I.1.2. Différents types d'échangeurs de chaleur	14
I.1.2.1. Les échangeurs tubulaires	14
I.1.2.2. Les échangeurs à plaques	16
I.1.2.3. Autres types d'échangeurs.....	16
I.2. Coefficients de transfert de chaleur.....	17
I.2.1. Coefficients de transfert de chaleur locaux et globaux	19
I.2.2. Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle	20
I.3. Le problème industriel.....	22
I.3.1. Notions sur l'encrassement des échangeurs	23
I.3.1.1. La corrosion.....	23
I.3.1.2. L'encrassement biologique.....	24
I.3.1.3. L'encrassement par réaction chimique.....	24
I.3.1.4. L'entartrage	25
I.3.1.5. L'encrassement particulaire	25

I.3.2. Effets de l'encrassement sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur	25
I.3.3. Dimensionnement d'un échangeur et encrassement	30
I.3.4. Prévention.....	34
I.3.4.1. Au moment de la conception de l'échangeur	34
I.3.4.2. Au moment de la fabrication de l'échangeur et de sa mise en route.....	34
I.3.4.3. Au cours du fonctionnement de l'échangeur.....	34
I.3.4.4. Au moment de l'arrêt de l'échangeur.....	35
I.3.5. Aspects économiques liés à l'encrassement.....	35
I.3.5.1. Coûts liés à la conception de l'échangeur	36
I.3.5.2. Coûts liés au fonctionnement de l'échangeur.....	36
I.3.5.3. Coûts liés à l'arrêt de l'installation.....	37
I.4. Conclusion.....	37
CHAPITRE II : Contexte expérimental et métrologique.....	41
II.1. Contraintes industrielles	41
II.2. Contexte expérimental.....	42
II.2.1. Le dispositif expérimental GAZPAR.....	43
II.2.1.1.La section d'essai.....	44
II.2.1.2.Le circuit d'air chaud.....	44
II.2.1.3.Le circuit d'eau de refroidissement	45
II.2.2. Production d'un aérosol stable de granulométrie contrôlée	45
II.2.3. Caractéristiques du dépôt formé.....	49
II.2.4. Dispositif de mesure du profil et de l'épaisseur du dépôt	50
II.3. Contexte métrologique	51
II.3.1. La maintenance prédictive.....	51
II.3.1.1.La thermographie infrarouge	51
II.3.1.2.L'inspection visuelle.....	53
II.3.2. Mesures directes aux bornes de l'échangeur	53
II.3.3. Mesures à l'aide d'une sonde	53
II.3.3.1.Les dispositifs utilisant des méthodes optiques	54
II.3.3.2.Les dispositifs utilisant une mesure de dépôt	54
II.3.3.3.Les dispositifs permettant la mesure de l'accroissement massique.....	54
II.3.3.4.Les dispositifs utilisant des fluxmètres.....	55

II.3.3.5. La sonde en régime transitoire	59
II.4. Conclusion	61
CHAPITRE III : Capteur à excitation thermique interne.....	65
III.1. Etude préliminaire dans un cas simple	66
III.1.1. Modèle direct	66
III.1.2. Etude de sensibilité	67
III.1.2.1. Définition	67
III.1.2.2. Coefficients de sensibilité du modèle direct aux paramètres de transfert.....	68
III.1.3. Méthodes d'estimation des paramètres.....	69
III.1.3.1. Méthode d'estimation à partir des valeurs nominales du modèle direct.....	70
III.1.3.2. Méthode d'estimation à partir des sensibilités expérimentales	71
III.1.3.2.1. Méthode d'estimation simultanée de $\frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et $\frac{\Delta\mathcal{C}}{\mathcal{C}}$	71
III.1.3.2.2. Méthode d'estimation de $\frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et de $\frac{\Delta\mathcal{C}}{\mathcal{C}}$ à des temps différents.....	75
III.1.4. Résultats obtenus à partir des méthodes d'estimation	76
III.1.4.1. Résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation associée aux valeurs nominales	76
III.1.4.2. Résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation autorégressive	79
III.1.4.3. Résultats obtenus à partir de la méthode des moments	79
III.1.5. Conclusion de l'étude sur un cas simple.....	80
III.2. Le capteur à excitation thermique interne : Le cas industriel	80
III.2.1. Description du capteur	80
III.2.2. Modèle direct	81
III.2.2.1. Résolution du modèle direct par la méthode des quadripôles thermiques.....	83
III.2.2.2. Discussions sur le modèle direct.....	86
III.2.3. Dimensionnement du capteur et étude de sensibilité.....	87
III.2.3.1. Aide au dimensionnement	87
III.2.3.2. Etude de sensibilité du modèle aux paramètres h_{air} et ρC_p	89
III.2.4. Modèles simplifiés 1D transitoires	90
III.2.4.1. Modèle simplifié 1D transitoire en conditions propres	90
III.2.4.2. Modèle simplifié 1D transitoire en conditions encrassantes	93
III.2.5. Résultats.....	95
III.2.5.1. Résultats en conditions propres	95

III.2.5.2.Résultats en conditions encrassantes	100
III.2.5.2.1.Conditions expérimentales	100
III.2.5.2.2.Méthode d'estimation à partir des sensibilités expérimentales	101
III.2.5.2.3.Résultats obtenus et comparaison avec l'expérience	106
III.3. Conclusion.....	111
CHAPITRE IV : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique.....	115
IV.1. La méthode de Maillet et Degiovanni	115
IV.1.1. Modèle direct.....	115
IV.1.2. Modèle inverse	120
IV.2. Le capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique	122
IV.2.1. Problème direct.....	124
IV.2.2. Problème inverse	128
IV.3. Résultats	130
IV.3.1. Résultats en conditions propres.....	130
IV.3.2. Résultats en conditions encrassantes.....	133
IV.3.2.1.Comparaisons des profils de coefficient d'échange estimés et corrélations	133
IV.3.2.2.Comparaisons des épaisseurs d'encrassement calculées et mesurées.....	138
IV.4. Conclusion.....	140
CHAPITRE V : Conclusion et Perspectives	145
V.1. Conclusion générale	145
V.2. Perspectives	147
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	151
ANNEXE I: L'impacteur <i>ANDERSEN</i>	161
ANNEXE II : Capteur à excitation thermique interne.....	167
ANNEXE III : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique.....	173

**ANNEXE IV : Résultats en conditions propres du capteur de
caractérisation angulaire de l'échange thermique179**

**ANNEXE V : Résultats en conditions encrassantes du capteur de
caractérisation angulaire de l'échange thermique185**

Table des Figures

TABLE DES FIGURES

Figure I.1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants.....	12
Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants.....	13
Figure I.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés	14
Figure I.4 : Analogie conduction-convection	18
Figure I.5 : Différents types d'écoulements en fonction du nombre de Reynolds	21
Figure I.6 : Mécanismes de transfert de particules à la paroi	26
Figure I.7 : Evolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps.....	28
Figure I.8 : Schématisation du problème	29
Figure I.9 : Excès de surface d'échange en fonction de la résistance d'encrassement R_d	33
Figure I.10 : Perte de flux de chaleur en fonction de la résistance d'encrassement R_d	33
Figure II.1 : Configuration industrielle.....	41
Figure II.2 : Dimension des aérosols industriels.....	42
Figure II.3 : Dispositif expérimental GAZPAR.....	43
Figure II.4 : Section d'essai	44
Figure II.5 : Pulvérisateur ultrasonore	46
Figure II.6 : Principe de fonctionnement	46
Figure II.7 : Distribution granulométrique des particules pour une concentration de soluté $[C_{sol}] = 75 \text{ g/l}$	49
Figure II.8 : Principe de fonctionnement du capteur laser sans contact	50
Figure II.9 : Dispositif développé par Isdale et al.....	54
Figure II.10 : Dispositif développé par Temu et al.....	56
Figure II.11 : Epaisseur moyenne autour du cylindre.....	57
Figure II.12 : Résistances d'encrassement en fonction du temps	58
Figure II.13 : Dispositif développé par Marner et al	58
Figure II.14 : Dispositif développé par Chiron et al	59
Figure II.15 : Coefficient d'échange global en fonction du temps d'encrassement	61
Figure III.1 : Schéma du dispositif expérimental	66
Figure III.2 : Coefficients de sensibilité réduits à $\rho C_p V$ et h	69

Table des Figures

Figure III.3 : Comparaison réponse théorique et réponse expérimentale.....	76
Figure III.4 : Résidus d'estimation en conditions propres	78
Figure III.5 : Résidus d'estimation en conditions encrassantes	78
Figure III.6 : Schéma du capteur à excitation thermique interne	81
Figure III.7 : Modélisation du problème	82
Figure III.8 : Sensibilité réduite à h_{air} en fonction des valeurs de λ_5 (conductivité thermique de la couche d'isolant côté air).....	88
Figure III.9 : Sensibilité réduite à ρC_p en fonction des valeurs de λ_5 (conductivité thermique de la couche d'isolant côté air).....	88
Figure III.10 : Coefficients de sensibilité réduits à ρC_p et h_{air}	90
Figure III.11 : Représentation électrique du problème en conditions propres	91
Figure III.12 : Réponse en température du modèle simplifié en conditions propres	93
Figure III.13 : Représentation électrique du problème en conditions encrassantes	94
Figure III.14 : Réponse en température du modèle simplifié en conditions encrassantes	95
Figure III.15 : Réponses en températures expérimentales obtenues à partir du capteur en fonction de différentes conditions de débits en conditions propres	96
Figure III.16 : Réponses en températures expérimentales normées pour différents débits et coefficients de sensibilité expérimentaux.....	97
Figure III.17 : Variation de l'amplitude du signal $f(h_{air})$ estimée en fonction des débits et écart-types associés pour $N=1000$ points.....	99
Figure III.18 : Ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif et comparaison	100
Figure III.19 : Réponses en températures expérimentales normées en conditions propres et en conditions encrassantes.....	101
Figure III.20 : Réponses en températures expérimentales en conditions propres et en conditions encrassantes	102
Figure III.21 : Coefficients de sensibilité expérimentaux à l'encrassement pour différents temps d'encrassement	103
Figure III.22 : Profils du dépôt mesurés et épaisseurs moyennes correspondantes pour 13, 24, 48 et 72 heures d'encrassement.....	106
Figure III.23 : Moment d'ordre -1 expérimentaux en fonction de l'épaisseur d'encrassement mesurée par le dispositif laser	107
Figure III.24 : Moments d'ordre -1 en fonction de l'épaisseur	108

Table des Figures

Figure III.25 : Comparaison entre moments d'ordre -1 et moments d'ordre -1 recalculés à partir des coefficients estimés	109
Figure III.26 : Diminution du transfert de chaleur représentée par le paramètre de Miller....	110
Figure III.27 : Cinétique de dépôt.....	111
Figure IV.1 : Modélisation du problème	116
Figure IV.2 : Distribution du coefficient d'échange en fonction de l'angle du cylindre.....	119
Figure IV.3 : Distribution de température en r_0 calculée avec 18 intervalles	120
Figure IV.4 : Résultats obtenus par Maillet et Degiovanni	122
Figure IV.5 : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique.....	123
Figure IV.6 : Modélisation du problème	124
Figure IV.7 : Distributions de température en r_{01} et en r_{02} calculées.....	128
Figure IV.8 : Températures expérimentales mesurées en r_{01} et en r_{02}	131
Figure IV.9 : Comparaison entre les profils de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations.....	131
Figure IV.10 : Comparaison entre les valeurs moyennes du coefficient d'échange obtenues par calcul et par corrélations.....	133
Figure IV.11 : Profil de $h(x)$ estimés pour différents temps d'encrassement	134
Figure IV.12 : Diminution du transfert de chaleur représentée par le paramètre de Miller ...	135
Figure IV.13 : Diminution du transfert de chaleur local représentée par le paramètre de Miller	136
Figure IV.14 : Cinétique de dépôt	137
Figure IV.15 : Profils du dépôt mesurés et épaisseurs moyennes correspondantes pour 11, 24 et 72 heures d'encrassement	138
Figure IV.16 : Comparaison entre épaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir du profil de $h(x)$ estimé pour 72 heures d'encrassement	140
Figure V.1 : Comparaison des résultats obtenus à partir du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique et ceux obtenus à partir du capteur à excitation thermique interne	147
Figure A1.2 : Principe de fonctionnement de l'impacteur en cascade	162
Figure A2.1 : Schéma du capteur à excitation thermique interne.....	168
Figure A2.2 : La résistance chauffante	170
Figure A3.1 : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique.....	174
Figure A3.2 : Schéma simplifié d'un des tubes du capteur	175
Figure A4.1 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $60 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	179

Table des Figures

Figure A4.2 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $70 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	180
Figure A4.3 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $80 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	180
Figure A4.4 Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $90 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	181
Figure A5.1 : Distribution du coefficient d'échange estimée avant encrassement et écart-type associé.....	185
Figure A5. 2 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 11 heures d'encrassement et écart-type associé.....	186
Figure A5.3 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 24 heures d'encrassement et écart-type associé.....	186
Figure A5.4 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 72 heures d'encrassement et écart-type associé.....	187
Figure A5.5 : Epaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir des profils de $h(x)$ pour 11 heures d'encrassement	188
Figure A5.6 : Epaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir des profils de $h(x)$ pour 24 heures d'encrassement	188

Table des Tableaux

TABLE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Relations semi-empiriques exprimant le nombre de Nusselt local jusqu'au point de décollement	22
Tableau I.2 : Relations semi-empiriques exprimant le nombre de Nusselt global	22
Tableau I.3 : Quelques modèles de dépôt liés à l'encrassement particulaire.....	27
Tableau I.4 : Valeurs des résistances d'encrassement conseillées pour le dimensionnement des échangeurs sur fumées industrielles.....	31
Tableau II.1 : Conditions de fonctionnement optimales pour le générateur de particules	48
Tableau III.1 : Caractéristiques du fil	67
Tableau III.2 : Résultats obtenus par méthode inverse	77
Tableau III.3 : Résultats obtenus à partir de la méthode autorégressive	79
Tableau III.4 : Résultats obtenus à partir de la méthode des moments	79
Tableau III.5 : Caractéristiques du capteur	89
Tableau III.6 : Coefficients β_1 et β_2 estimés	108
Tableau IV.1 : Caractéristiques du capteur.....	123
Tableau IV.2 : Comparaison entre les valeurs moyennes du coefficient d'échange obtenues par calcul et par corrélations.....	132
Tableau IV.3 : Coefficients d'échange moyens obtenus à partir des différents profils.....	135
Tableau IV.4 : Comparaison entre épaisseur moyenne mesurée et épaisseur moyenne estimée	139
Tableau A2.1 : Caractéristiques du capteur	169
Tableau A3.1 : Caractéristiques du capteur	175

Nomenclature

NOMENCLATURE

Lettres latines

$\mathcal{A}, \mathcal{B}, \mathcal{C}, \mathcal{D}$	Coefficients des quadripôles	
$[C]$	Concentration en particules encrassantes	kg.m^{-3}
C_p	Capacité thermique à pression constante	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_s	Coefficient d'excès de surface	%
L	Longueur	m
\mathfrak{M}	Matrice	
\mathcal{M}_0	Moment d'ordre 0	K.s
\mathcal{M}_{-1}	Moment d'ordre -1	K
N	Nombre de points	
P	Puissance	W
Q	Flux imposé	W
\mathfrak{R}	Résistance de contact	$\text{W}^{-1}.\text{K}$
R	Résistance thermique d'encrassement	$\text{W}^{-1}.\text{m}^2.\text{K}$
S	Surface	m^2
T	Température	K
V	Volume	m^3
X	Coefficient de sensibilité	
$cste$	Constante	
a	Diffusivité thermique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
b	Demi largeur de l'élément chauffant	m
d	Diamètre	m
e	Epaisseur	m
h	Coefficient d'échange convectif	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
k	Variable de Fourier	
k_m	Coefficient de transfert de masse	
m	Masse	kg

Nomenclature

n	Variable de Fourier	
p	Variable de Laplace	s^{-1}
r	Coordonnée radiale	m
t	Temps	s
u	Vitesse	$m.s^{-1}$
w	Fraction massique	$kg.kg^{-1}$
x	Coordonnée angulaire	rad
z	Coordonnée azimutale	m

Lettres grecques

α_n	Variable de Fourier	
β	Vecteur paramètre	
ϕ	Flux	W
Φ	Densité surfacique de flux de chaleur	$W.m^{-2}$
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
η	Efficacité de collecte	%
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
σ	Ecart-type	
σ^2	Variance	
τ	Double transformée de Laplace Fourier de T	
τ_{propre}	Constante de temps caractéristique cas propre	s^{-1}
$\tau_{dépôt}$	Constante de temps caractéristique cas encrassé	s^{-1}
ϖ	Paramètre	

Indices

d	Dépôt
e	Entrée

Nomenclature

g	Global
p	Propre
r	Réentraînement
s	Sortie
acier	Acier
air	Air
conv	Convection
côté_air	Relatif aux couches du capteur côté air
côté_eau	Relatif aux couches du capteur côté eau
dépôt	Relatif au dépôt
dépôt_glob	Global en conditions encrassantes
dépôt_normée	Normée en conditions encrassantes
eau	Eau
exp	Expérimental
ext	Extérieur
fluide	Fluide
gaz	Gaz
géo	Géométrique
gout	Gouttelette
int	Intérieur
isolant	Relatif aux couches d'isolant
paroi	Paroi
part	Particule
per	Relatif à l'amplitude du signal
proj	Projeté
propre	En conditions propres
propre_glob	Global en conditions propres
propre_normée	Normée en conditions propres
res	Résistance chauffante
sol	Soluté
solide	Solide
Tef	Téflon
théo	théorique

Nomenclature

Symboles

—	Moyen
~	Transformée de Fourier
*	Réduit

Nombres adimensionnels

<i>Bi</i>	Nombre de Biot
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds
<i>Stk</i>	Nombre de Stockes

Avant Propos

AVANT PROPOS

Ce sujet de thèse, lié à la mise au point d'une sonde de détection d'encrassement particulière pour échangeurs tubulaires à courants croisés, est né de la rencontre entre trois équipes de recherche qui poursuivent des travaux et développent des savoir-faire complémentaires. L'équipe Thermocinétique et Caractérisation du Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transferts (*LEPT*) de l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers (*ENSAM*) de Bordeaux met en œuvre une méthodologie essentiellement centrée autour d'activités de métrologie thermique en régime transitoire et de techniques inverses qui permet de répondre à des besoins industriels. Une collaboration étroite est entretenue depuis de nombreuses années avec l'axe 5 « Nouvelles méthodes de mesures physico-chimiques et thermiques pour les solides divisés » au sein du Laboratoire de Génie des Procédés des Solides Divisés (*LGPSD*) de l'Ecole des Mines d'Albi Carmaux (*EMAC*). Les recherches menées au sein de cette équipe visent à intégrer des techniques d'estimation de paramètres, qui sont encore loin d'être utilisées avec tout leur potentiel en génie des procédés, dans le développement de nouveaux capteurs intelligents. Par ailleurs, le Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (*GRETh*), centre de Ressources Technologiques du Commissariat à l'Energie Atomique (*CEA*), a pour vocation première d'apporter son soutien aux industriels et de répondre à leur demande en mettant à leur disposition des outils performants. Il s'adresse plus particulièrement aux utilisateurs, prescripteurs et fabricants d'échangeurs et regroupe actuellement une centaine d'industriels membres. L'étude des mécanismes de transport et de dépôt de particules solides au sein d'un courant gazeux fait partie depuis de nombreuses années de son programme de recherches général.

La synergie des compétences entre ces 3 équipes nous a donc conduit à développer un nouveau concept de sonde de mesure d'encrassement pour échangeurs thermiques. La finalité de ce travail de thèse est donc, d'une part d'unifier les savoir-faire des trois équipes afin de permettre la mise au point de ce nouveau capteur, mais aussi et surtout, d'établir une communication durable entre ces univers par la création d'une problématique et d'un langage commun.

Ce travail s'inscrit dans la continuité logique des travaux menés au sein de l'équipe de l'axe 5 de l'École des Mines d'Albi portant sur la conception de capteurs et vient finaliser les recherches conduites au *GRETh* portant sur l'étude et le contrôle des mécanismes de dépôt de particules au sein des échangeurs de chaleur.

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

A l'heure actuelle, comme le montrent régulièrement les enquêtes réalisées auprès des industriels membres du *GRETh*, il est de plus en plus indispensable de posséder des informations les plus complètes possible sur l'état des procédés industriels de récupération d'énergie à tout instant. Ces renseignements permettraient de déceler, suivre et prédire les perturbations et dégradations du transfert thermique dues à l'encrassement.

Dès 1990, des études sur le dépôt de particules solides en suspension dans l'air ont démarré au *GRETh* dans le cadre des thèses de Perez [*Perez 1990*], Chandrasa [*Chandrasa 1994*], Bailer [*Bailer 1998*] et Rodriguez [*Rodriguez 2002*]. Ces travaux ont permis, d'une part, l'analyse des différents mécanismes de dépôt en phase gazeuse, et, d'autre part, d'une manière plus fondamentale, l'étude du mode d'action des différents phénomènes élémentaires.

D'autre part, le *GRETh*, soutenu par L'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) participe depuis de nombreuses années à différents programmes de recherche européens tel que le programme d'utilisation rationnelle de l'énergie JOULE III. Ce programme a été mené en collaboration avec des partenaires industriels et des organismes de recherche étrangers tels que le Experimental and Computational Laboratory for the Analysis of Turbulence (*ECLAT*) de Londres ou le Public Power Corporation of Greece (*PPCG*). Ces différents projets ont permis d'acquérir des connaissances approfondies sur les mécanismes de dépôt afin de mieux prendre en compte l'encrassement dans le dimensionnement des échangeurs.

Devant la grande diversité des échangeurs de chaleur rencontrés dans l'industrie, le choix de s'intéresser plus particulièrement aux échangeurs tubulaires à courants croisés, lors de notre étude, a été fait. En effet, les échangeurs tubulaires, qualifiés d'universels, trouvent leur place dans tous les procédés industriels. Dans la plupart de ces procédés, généralement placés en amont des filtres à particules, ils sont le plus souvent exposés à l'encrassement particulaire.

En dépit des progrès effectués ces dernières décennies, il subsiste toujours la nécessité de mesurer en temps réel l'état d'encrassement des surfaces d'échange par des dispositifs représentatifs des phénomènes mis en jeu. Ainsi, l'utilisation des échangeurs

en situation d'exploitation réelle pourrait être optimisée, entre autre par l'établissement d'un programme d'entretien approprié. Dans cette optique, l'objectif de cette étude consiste à développer un nouveau concept de sonde de mesure d'encrassement particulaire pour échangeurs tubulaires à courants croisés.

Pour cela, les enjeux scientifiques de ce travail se déclinent en plusieurs critères :

- simplicité de mise en œuvre
- fiabilité de la mesure
- faible coût

En effet, la diminution des coûts des ordinateurs et des systèmes d'acquisition de données permet, de nos jours, leur utilisation de manière standard en milieu industriel. Il devient donc possible de développer des capteurs localisés, d'une technologie simple, à faible coût adjoints à un traitement des données aussi sophistiqué que nécessaire permettant d'apporter des informations quantitatives sur les procédés ainsi que sur les échanges thermiques afin de concevoir un outil privilégié de maintenance prédictive.

Dans ce but, le mémoire est organisé de la façon suivante :

- Le premier chapitre présente le positionnement de la thèse en terme de problématique industrielle et scientifique en ce qui concerne les échangeurs de chaleur et leur encrassement.
- Le second chapitre présente le contexte expérimental et métrologique dans lequel vient s'insérer notre étude. Il détaille le cahier des charges industriel auquel cette étude a été soumise et les moyens expérimentaux mis en œuvre pour y répondre dans les meilleures conditions.
- Le troisième chapitre est consacré au développement d'un capteur à excitation thermique interne et au traitement des données associé. Il présente la méthodologie utilisée pour résoudre le problème de l'estimation des paramètres tels que le coefficient d'échange convectif et la variation de l'épaisseur de dépôt sur le capteur induite par l'encrassement particulaire auquel il est soumis.
- Le quatrième chapitre est consacré au développement d'un capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique à partir d'une méthode développée par Maillet et Degiovanni, appliquée, lors de notre étude, à des conditions industrielles et à des matériaux conducteurs. Le traitement des données associé permet l'estimation de la distribution angulaire du coefficient

d'échange convectif ainsi que la distribution angulaire de l'épaisseur du dépôt sur le capteur induite par l'encrassement particulaire auquel il est soumis.

- Le cinquième chapitre vient conclure notre étude et lui ouvrir de nouvelles perspectives.

Chapitre I

Problématique Générale

CHAPITRE I : Problématique Générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique (90% [Tech 1993]) utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie [Finkbeiner et al 1993]. Compte-tenu de leurs multiples utilisations, les difficultés rencontrées par les utilisateurs d'échangeurs de chaleur sont diverses et variées. Toutefois, un des principaux problèmes de fonctionnement auxquels ils se heurtent a trait aux phénomènes d'encrassement. En effet, l'encrassement reste encore, de nos jours, l'un des phénomènes le moins compris et le moins prédictible de l'industrie.

I.1. Quelques notions sur les échangeurs

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement [Afgan et Schlunder 1974, Ozisik 1980, Sacadura 1993].

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le

rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi.

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

I.1.1. Principaux modes d'écoulement des deux fluides

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents.

I.1.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. La Figure I.1 donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple. La longueur de l'échangeur a été portée en abscisse [Afgan et Schlunder 1974, Tech 1993]. Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant *entrée* et s *sortie*, 1 désignant le fluide *chaud* et 2 le fluide *froid*.

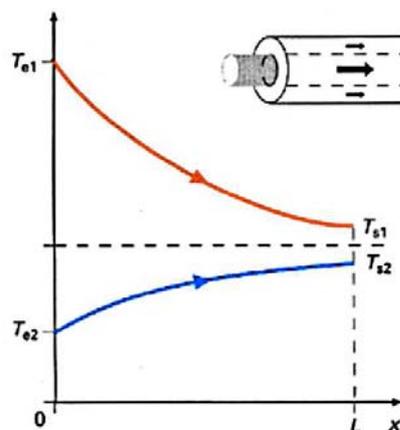


Figure I.1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants

I.1.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse (Figure I.2). Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant *entrée* et s *sortie* [Afgan et Schlunder 1974, Tech 1993].

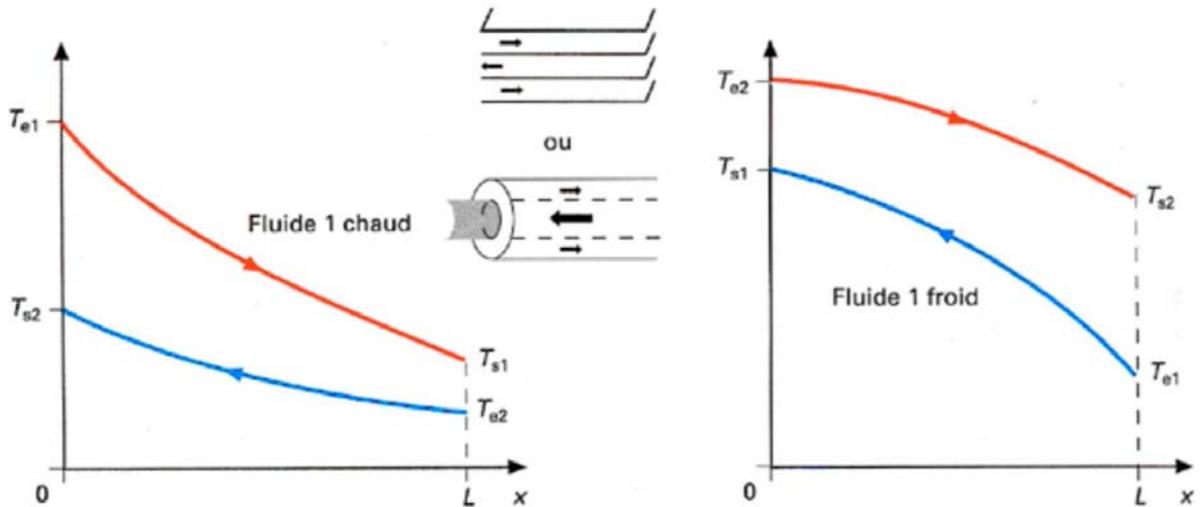


Figure I.2 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants

L'avantage de l'échangeur à contre-courants sur l'échangeur à co-courants est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

I.0.1.2. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure I.3). Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeurs à courants croisés est donnée Figure I.3.

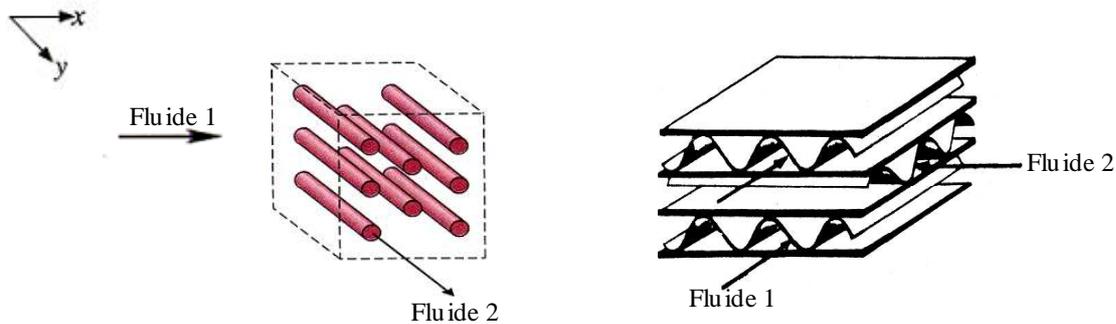


Figure I.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés

Les trois écoulements précédemment décrits, à co-courants, à contre-courants, à courants croisés sont rarement utilisés dans toute leur simplicité. En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires.

Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- *les tubes* qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- *les plaques*, planes ou corruguées, choisies pour un fluide qui imposent la même géométrie pour l'autre.

Souvent, le choix des combinaisons entre différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques.

I.0.2. Différents types d'échangeurs de chaleur

Les principaux types d'échangeurs de chaleur rencontrés sont les suivants :

- les échangeurs tubulaires ;
- les échangeurs à plaques ;

Compte-tenu des diverses applications dans lesquelles interviennent les échangeurs de chaleur et de leurs développements actuels, nous n'avons pas ici, la prétention de fournir une liste exhaustive des différentes configurations existantes.

I.0.2.1. Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires représentent encore près de la moitié des échangeurs thermiques vendus en France et en Europe [Finkbeiner *et al* 1993]. Ils présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées

et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement. On distingue, le plus souvent, trois catégories :

- les échangeurs monotubes pour lesquels le tube est placé dans un réservoir ;
- les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés ;
- les échangeurs multitubulaires qui existent sous 4 formes :
 - i) les échangeurs à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
 - ii) les échangeurs à tubes rapprochés : les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spirale autour de certains d'entre eux.
 - iii) les échangeurs à tubes ailetés qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange : lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :
 - les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaire planes ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaires ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil préformé, poinçonnées ou en brosse.
 - les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées.
 - iv) les échangeurs à tubes et calandre où la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est à dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tubes en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela,

un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables.

I.0.2.2. Les échangeurs à plaques

De création plus récente que les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques ont subi depuis leur création, il y a environ 60 ans, des améliorations substantielles. Ils sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties, au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. S'ils ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficient d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité. Plusieurs technologies sont en concurrence. La principale, et la plus ancienne, est celle des échangeurs à plaques avec joints. Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de 30 bars et des températures maximales de 200 degrés Celsius.

D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de l'existence de joints, comme les échangeurs à plaques soudées. Les échangeurs à plaques soudées sont adaptés à l'utilisation de fluides encrassants corrosifs, chauds, sous pression, présentant des débits très différents de part et d'autre de la surface d'échange.

Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques brasées. Les échangeurs à plaques brasées sont formés de plaques embouties, mais sans joints, qui forment ainsi un appareil compact et résistant à hautes pressions. Les échangeurs à spirales sont constitués de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles et où la circulation du fluide est de type monocanal à courants parallèles ou croisés. Reste encore les échangeurs à plaques serties qui sont constitués d'un assemblage de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.

I.0.2.3. Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs – tubulaires ou à plaques – où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, et des condenseurs – tubulaires ou à plaques – où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état

liquide. Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur.

Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont, rappelons le, les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Toutefois, la technologie de ces types d'échangeurs porte surtout sur l'utilisation de nouveaux matériaux ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus fiables lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques.

Une autre technologie vise à diminuer l'encombrement des échangeurs par le développement d'échangeurs compacts [*Kays et London 1964, Hesselgreaves 2001*] ou même de micro échangeurs [*Cotter 1984*].

Sont encore des échangeurs, mais un peu moins courants, les appareils suivant :

- les échangeurs à lit fluidisé
- les échangeurs à contact direct
- les échangeurs à fluide complexe

Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agroalimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat ou dans les transports. Il existe une grande variété de produits, de tailles, et de performances différentes qui se différencient principalement par leurs fonctions, leurs conditions d'utilisation, les technologies ou les matériaux employés, ainsi que par leur prix.

Avant toutes choses et puisque nous allons y faire souvent référence, il paraît nécessaire de définir les différents coefficients de transfert de chaleur.

I.2. Coefficients de transfert de chaleur

Les échanges de chaleur par convection, qu'elle soit forcée ou naturelle, sont la conséquence de mouvements du fluide provoqués respectivement par une action extérieure ou de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide [*Padet 1997*]. Le concept de coefficient de transfert repose sur la proportionnalité entre

les flux échangés entre les phases et les différences de leurs températures [Kay 1964]. Ainsi, la densité surfacique de flux de chaleur convectée entre deux phases solide et fluide à deux températures moyennes différentes s'écrit selon la loi de Newton telle que :

$$\Phi_{conv} = h.(T_{solide} - T_{fluide}) \quad (I.1)$$

Le coefficient d'échange h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), traduit de manière empirique les échanges de chaleur du solide avec le fluide.

Il représente une conductance par analogie avec le transfert de chaleur par conduction. En effet, dans le cas d'un mur plan homogène et isotrope (Figure I.4), d'épaisseur e et de conductivité thermique λ_{paroi} dont les deux faces sont soumises respectivement aux températures T_e et T_s , la densité surfacique de flux de chaleur s'écrit selon la loi de Fourier telle que :

$$\Phi_{cond} = \frac{\lambda_{paroi}}{e}(T_s - T_e) \quad (I.2)$$

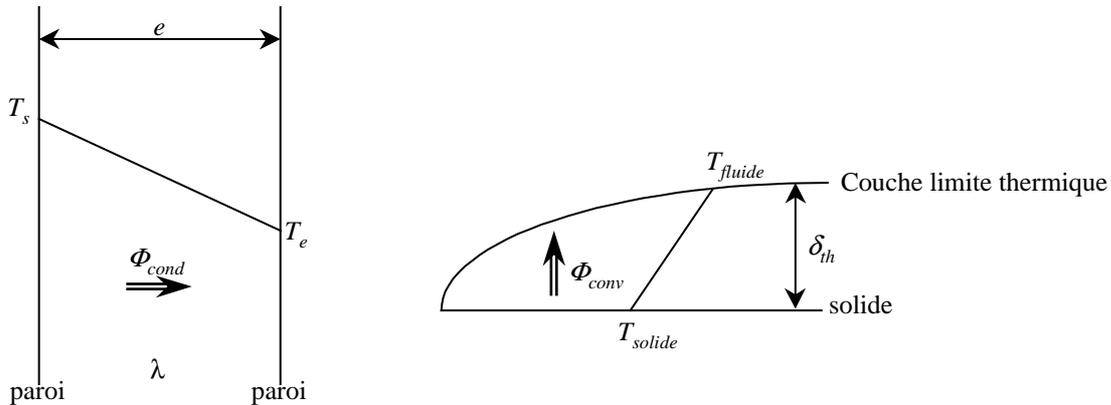


Figure I.4 : Analogie conduction-convection

D'autre part, en assimilant le profil de température à une droite dans la couche limite thermique qui se développe lorsqu'un écoulement fluide frotte sur une paroi solide (Figure I.4), la densité de flux convectée peut aussi s'écrire :

$$\Phi_{conv} = h.(T_{solide} - T_{fluide}) = \frac{\lambda_{gaz}}{\delta_{th}}(T_{solide} - T_{fluide}) \quad (I.3)$$

Cette notion de coefficient d'échange convectif est très controversée. En effet, il faut remarquer que les considérations concernant ce coefficient d'échange sont uniquement valables en régime établi.

Généralement, les valeurs du coefficient d'échange h dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence :

- viscosité,
- conductivité,
- chaleur volumique,
- vitesse d'écoulement,
- température.

En régime instationnaire, les effets d'inertie du transfert de chaleur sont à prendre en compte dans le fluide, et ne peuvent plus être considérés aussi simplement [Lachi 2002]. En effet, le coefficient d'échange n'est pas une caractéristique intrinsèque de la couche limite puisqu'elle dépend de la nature des conditions aux limites thermiques. Il constitue ainsi une grandeur d'un emploi commode mais non totalement significative du point de vue physique.

Il est à noter que le degré d'encrassement des échangeurs de chaleur s'apprécie par la mesure du coefficient global de transfert de chaleur. En effet, l'évolution de ce paramètre est une réplique fidèle de l'évolution de l'état physique des surfaces d'échange.

I.2.1. Coefficients de transfert de chaleur locaux et globaux

Dans certaines situations, telles celles qui nous intéressent, il est parfois utile de considérer un coefficient d'échange local $h(x)$. Ce coefficient de transfert local dénote d'une différence de comportements locaux tels ceux observés lors de l'écoulement d'un fluide en convection forcée autour d'un cylindre (point d'arrêt, couche limite, effet de sillage) par exemple. En effet, ce coefficient d'échange dépend de plusieurs paramètres (cf paragraphe I.2). Cette multiple dépendance résulte du fait que le transfert convectif est déterminé par la couche limite thermique qui se développe sur la surface du solide. Ainsi, en chaque point de la surface, la vitesse de l'écoulement est nulle, le transfert de chaleur s'effectue uniquement par conduction entre les molécules de fluide. Au sein de cette couche limite, le gradient de température influence le coefficient de transfert local : son épaisseur augmentant le long de la surface, le gradient à la paroi diminue. Finalement, le flux convectif diminue en s'éloignant du bord d'attaque.

Malgré cela, le plus souvent, il est fait référence à des coefficients de transfert de chaleur globaux correspondant à des valeurs moyennes dans le temps ou à l'échelle du

système considéré. Ils peuvent être définis soit à partir de l'équation (I.1) soit à partir des valeurs des coefficients locaux tel que :

$$h = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} h(x) dx \quad (I.4)$$

I.2.2. Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle

Lorsque le fluide est en écoulement forcé, l'écriture sous forme universelle des corrélations de convection fait intervenir 3 groupements adimensionnels :

- Le nombre de Nusselt qui représente le rapport entre les flux de chaleur transmis par convection et par conduction :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda_{gaz}} = \frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{cond}} \quad (I.5)$$

où L est la grandeur caractéristique du système, λ_{gaz} la conductivité thermique du gaz en présence et h le coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés.

- Le nombre de Reynolds qui traduit, d'une part, la compétition qui existe entre convection et diffusion, et d'autre part, le type d'écoulement du fluide :

$$Re = \frac{Lu}{\nu} = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (I.6)$$

où L et u représentent les longueur et vitesse caractéristiques de l'écoulement, et ρ , ν , et μ représentent respectivement la masse volumique, la viscosité cinématique, et la viscosité dynamique du fluide.

Pour décrire l'écoulement autour d'un cylindre, la longueur caractéristique à considérer est le diamètre extérieur du cylindre. Suivant les valeurs obtenues pour le nombre de Reynolds, le régime d'écoulement (Figure I.5) présente des caractéristiques différentes qui vont influencer la distribution du coefficient de transfert de chaleur local et global.

Dans le cas où :

- $Re < 20$: l'écoulement est de type visqueux sans décollement ;
- $20 < Re < 50$: l'écoulement présente une poche de recirculation stable et symétrique dans le sillage ;
- $50 < Re < 2500$: des allées de tourbillons alternés apparaissent à l'arrière du cylindre ;

- $2500 < Re < 3.10^5$: le point de décollement se situe à 80-100° à partir du point d'arrêt ;
- $Re > 3.10^5$: le point de décollement se situe à 120-140° à partir du point d'arrêt ;

Quel que soit le régime d'écoulement considéré, il y a développement d'une couche limite sur la face amont du tube jusqu'au point de décollement.

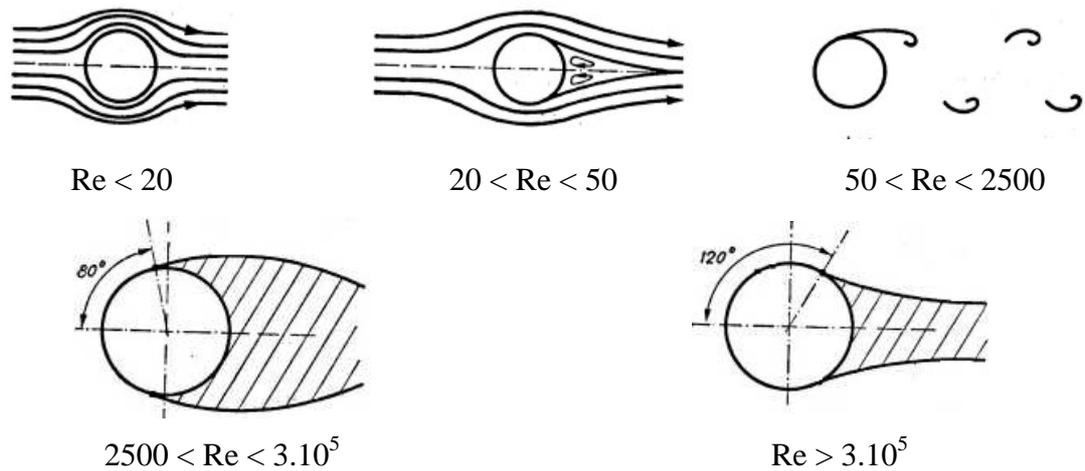


Figure I.5 : Différents types d'écoulements en fonction du nombre de Reynolds

- Le nombre de Prandtl qui caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux d'un fluide dans un état donné :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (I.7)$$

Le coefficient de transfert de chaleur, traduit par le nombre de Nusselt, est généralement exprimé en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (I.8)$$

Quel que soit le régime d'écoulement, il existe, dans la littérature, une multitude de relations empiriques ou semi-empiriques permettant d'exprimer le nombre de Nusselt. Le Tableau I.1 résume quelques relations exprimant le nombre de Nusselt local caractérisant l'écoulement d'un gaz autour d'un cylindre :

Référence	Domaine de validité	$\frac{Nu}{\sqrt{Re}}$ jusqu'au point de décollement
[Frössling 1940]	0,1 < Pr < 10	$0,9450 - 0,7696\left(\frac{x}{2}\right)^2 - 0,3478\left(\frac{x}{2}\right)^4$
		au point d'arrêt : 0,95
[Eckert 1942]	0,7 < Pr < 10	$0,57 Pr^{0,37} \sqrt{3,6314 - 2,1709\left(\frac{x}{2}\right)^2 - 1,5144\left(\frac{x}{2}\right)^4}$
		au point d'arrêt : 0,96
[Merck 1959]	Pr > 10	$0,569 Pr^{0,33} \sqrt{3,6314 - 2,1709\left(\frac{x}{2}\right)^2 - 1,5144\left(\frac{x}{2}\right)^4}$
		au point d'arrêt : 0,97
[Makarevicius 1978]	10 < Pr < 100	$0,57 Pr^{0,35} \sqrt{3,6314 - 2,1709\left(\frac{x}{2}\right)^2 - 1,5144\left(\frac{x}{2}\right)^4}$
		au point d'arrêt : 0,96

Tableau I.1 : Relations semi-empiriques exprimant le nombre de Nusselt local jusqu'au point de décollement

x caractérise l'angle à partir du point d'arrêt en radians.

Le Tableau I.2 résume, lui, quelques relations exprimant le nombre de Nusselt global :

Référence	Domaine de validité	Nu
[Hilpert 1933]	40 < Re < 4000	$0,683 Re^{0,466} Pr^{0,33}$
[Eckert 1972]	1000 < Re < 2.10 ⁵	$0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38}$
[Churchill 1977]	100 < Re < 10 ⁷	$0,3 + \frac{0,62 Re^{0,5} Pr^{0,33}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{0,66}\right]^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{0,625}\right]^{0,8}$

Tableau I.2 : Relations semi-empiriques exprimant le nombre de Nusselt global

I.3. Le problème industriel

Les principaux problèmes rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs thermiques ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique. Malgré tout, un certain nombre d'études publiées [Bott 1992, Bott 1995, Goyhenetche 1991, Pritchard 1988] montre que l'encrassement reste au premier rang des préoccupations des industriels du secteur des équipements de transferts thermiques.

Le couplage encrassement – dégradation des échanges thermiques a de fortes répercussions sur la rentabilité de l’opération. Les coûts liés à l’encrassement des échangeurs avoisinent les 700 millions d’euros par an [Sheikh et al 2000]. Ces coûts intègrent les dépenses liées, d’une part, au dimensionnement (surdimensionnement de la surface d’échange à mettre en œuvre, incorporation d’équipements de nettoyage) à hauteur de 20% et, d’autre part, au fonctionnement (perte de production, diminution du transfert, frais de maintenance et nettoyage) à hauteur de 80%. Malgré les efforts considérables déployés depuis les premiers travaux de Kern & Seaton [Kern et Seaton 1959] en 1959, l’encrassement demeure encore un phénomène bien mal compris où l’empirisme reste le moyen le plus couramment utilisé. En effet, la large gamme d’écoulements et la panoplie des conditions industrielles existantes contribuent grandement à la méconnaissance du phénomène.

Les recherches sont actuellement menées sur deux fronts, totalement différents mais néanmoins complémentaires. Le premier auquel nous souhaitons nous rallier concerne la détection de l’encrassement, et le second, les produits et appareillages permettant le nettoyage de tels dépôts.

I.3.1. Notions sur l’encrassement des échangeurs

L’encrassement qui, sous sa forme la plus générale, peut être défini comme l’accumulation d’éléments solides indésirables sur une interface, affecte un grand nombre d’opérations industrielles. Selon la classification établie en 1978 par Epstein [Epstein 1978], il existe cinq grands types d’encrassement différents :

- La corrosion ;
- l’encrassement biologique ;
- l’encrassement par réaction chimique ;
- l’entartrage ;
- l’encrassement particulaire ;

Quel que soit le phénomène d’encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la nature des fluides employés et/ou la conception des échangeurs. Dans les situations réelles d’encrassement, il est bien évident que ces différents mécanismes interagissent ou se superposent de manière plus ou moins complexe.

I.3.1.1. La corrosion

L’encrassement par corrosion est le résultat d’une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement [Laque et Copson

1963]. Les produits qui se forment et s'accumulent sur la surface créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion *in situ*. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés *ex situ*, l'encrassement correspondant est de type particulière. Il existe différents types de corrosion :

- la corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps ;
- la corrosion par piqûres où l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces ;
- la corrosion fissurante à l'échelle microscopique intergranulaire ou transgranulaire ;
- la corrosion sélective où seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective ;

I.3.1.2. L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange [Duffau *et al* 1991]. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbures ;
- les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse ;
- les champignons dont le développement est dû aux changements des conditions ambiantes telles que l'humidité, la température ou le pH.

Dans certains cas extrêmes, il peut même être caractérisé par l'apparition de coquillages.

I.3.1.3. L'encrassement par réaction chimique

L'encrassement par réaction chimique est dû à la présence d'une réaction chimique au voisinage d'une surface d'échange [Lund *et Sandhu* 1981]. Les produits solides ainsi formés s'y déposent. Il s'agit le plus souvent d'une réaction de polymérisation qui implique la formation d'un dépôt de haut poids moléculaire. Les vitesses de telles réactions chimiques dépendent fortement de la température, de la pression, de la concentration et de la présence d'éléments catalyseurs. Toutefois, la vitesse globale du mécanisme de dépôt dépend aussi de la dynamique des phénomènes de surface et de transfert.

I.3.1.4. L'entartrage

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide [Rodier 1971]. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies :

- la limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée ;
- la vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide.

I.3.1.5. L'encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation, sur les surfaces d'échange, de particules transportées par l'écoulement de fluides industriels tels que :

- l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion ;
- l'eau des tours de refroidissement ;
- les écoulements gazeux chargés de particules tels les résidus solides de combustion, ou les poussières résultant de l'incinération de déchets ménagers.

Toutefois, les types d'encrassement les plus fréquemment rencontrés dans l'industrie sont l'encrassement particulaire et l'entartrage [Epstein 1983].

I.3.2. Effets de l'encrassement sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur

Phénoménologiquement, l'encrassement est un problème transitoire de chaleur et de masse qui nécessite l'action simultanée de plusieurs processus complexes. Epstein [Epstein 1983] a décomposé les mécanismes d'encrassement selon 5 événements séquentiels :

- L'initiation comme étant le temps nécessaire avant la formation du dépôt sur une surface propre. Il faut signaler que, dans la grande majorité des études expérimentales traitant de l'encrassement particulaire sur des tubes d'échangeurs [Glen et al 1992, Grillot 1989, Grillot et Icart 1997], la phase d'initiation du processus d'encrassement n'est pas détectée.
- Le transfert de particules à la paroi selon différents mécanismes : diffusion brownienne, impaction inertielle, thermophorèse, ou diffusion turbulente (Figure I.6).

- L'adhésion des particules sous l'effet des forces de Van der Waals, des forces électrostatiques ou capillaires.
- Le réentraînement des particules déposées dû aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt, à l'érosion ou à l'écaillage.
- Le vieillissement du dépôt caractérisé par un changement de texture et une usure dudit dépôt.

De ces cinq mécanismes, le transport à la paroi est celui qui a été le plus étudié.

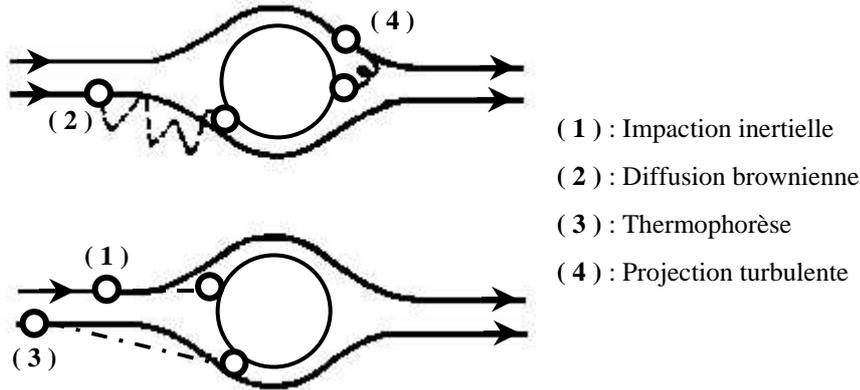


Figure I.6 : Mécanismes de transfert de particules à la paroi

Il dépend fortement de la nature de l'écoulement et de la taille des particules. En effet, le diamètre des particules joue un rôle important dans la détermination du régime de transport à la paroi. L'interaction entre les particules et l'obstacle se trouvant dans l'écoulement est généralement caractérisée par le nombre de Stokes Stk . Ce nombre est un paramètre sans dimension qui dépend du diamètre de la particule et qui rend compte de sa facilité à suivre l'écoulement. Il s'écrit comme le rapport entre les forces d'inertie et de traînée auxquelles est soumise la particule :

$$Stk = \frac{\rho_p d_{part}^2 u}{18\mu_{gaz} L_s} \quad (I.9)$$

où L_s est la dimension caractéristique de la surface de collecte.

Ainsi, une classification des différents régimes de dépôt a été établie :

- Si $Stk < 0,004$, les particules sont de taille inférieure ou égale au micromètre et le dépôt est contrôlé par le phénomène de diffusion brownienne. La thermophorèse s'ajoute lorsqu'il existe un gradient de température entre le fluide et la paroi ;

- Si $0,004 < Stk < 0,125$, le dépôt se fait par les fluctuations turbulentes de l'écoulement, les particules sont encore de petites dimensions ;
- Si $Stk > 0,125$, l'impaction inertielle contrôle le transport des particules puisque les effets de la turbulence de l'écoulement s'atténue pour des particules de grandes dimensions.

D'autre part, un travail considérable a déjà été réalisé dans le domaine de la modélisation des phénomènes de dépôt. Le Tableau I.3 présente une liste chronologique, loin d'être exhaustive, des modèles de dépôt proposés dans la littérature pour l'encrassement particulaire :

Référence	Densité de flux de dépôt
[Kern et Seaton 1959]	$\Phi_d = cste.\bar{u}.[C]$
[Watkinson et Epstein 1970]	$\Phi_d = cste.k_m.([C] - C_{paroi})$
[Beal 1970]	$\Phi_d = \frac{[C]}{\frac{1}{k_m} + \frac{1}{u_{part}}}$
[Thomas et Griggull 1974]	$\Phi_d = \Phi_{d0}e^{(-cste.m_d)}$
[Glen et Howarth 1988]	$\Phi_d = \eta_{tot} (\rho_g u_0 w_{part} S_{proj})$
[Bouris et Bergeles 1996]	$\Phi_d = m_d \bar{\omega} (1 - e^{(-cste.\bar{\omega}t)})$

Tableau I.3 : Quelques modèles de dépôt liés à l'encrassement particulaire

Ces modèles laissent tous apparaître que le flux de dépôt est fonction de la concentration de particules dans l'écoulement.

En revanche, beaucoup moins d'attention a été portée sur la détermination de méthodes prédictives de l'encrassement sur les surfaces d'échange. En effet, très peu d'équations existent pour prédire les résistances d'encrassement et les pertes de charge des échangeurs de chaleur sous conditions encrassantes.

Kern et Seaton [Kern et Seaton 1959] ont proposé un modèle simple décrivant l'évolution des résistances d'encrassement telle que :

$$\frac{dR_d}{dt} = \Phi_d - \Phi_r \quad (I.10)$$

où Φ_d est la densité de flux massique de dépôt considérée comme constante, et Φ_r est la densité de flux massique de réentraînement proportionnelle à R_d .

En intégrant l'équation (I.10), il vient :

$$R_d = R_d^* (1 - e^{-At}) \quad (I.11)$$

où R_d^* est la résistance d'encrassement asymptotique et A une constante qui est fonction des propriétés du système.

Ce type de comportement est caractéristique des dépôts fragiles s'écaillant facilement sous l'influence des forces de cisaillement provoquées par le passage du fluide. Le comportement asymptotique de cette résistance a été observé de nombreuses fois dans des situations d'encrassement particulaire. Dans la pratique, les courbes expérimentales présentent une évolution en dents de scie due au réentraînement d'une partie du dépôt par paquets.

Lorsque la densité de flux massique de dépôt Φ_d est constante et qu'il n'y a pas de réentraînement, ou lorsque la différence entre Φ_d et Φ_r est constante, alors la résistance d'encrassement s'écrit :

$$R_d = Ct \quad (I.12)$$

Où C représente le taux d'accroissement de la résistance d'encrassement.

Ce type de comportement caractérise les dépôts dits durs et adhérents.

La Figure I.7 représente les différents types d'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps :

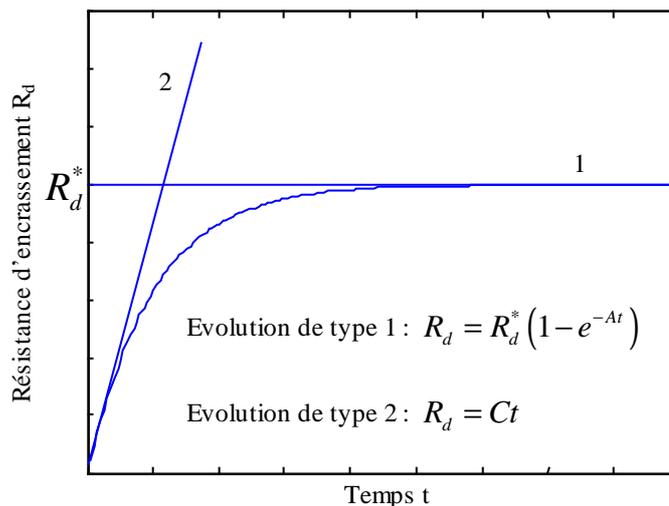


Figure I.7 : Evolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps

Dans un échangeur classique constitué d'un fluide chaud et d'un fluide froid séparés par une paroi (Figure I.8), le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid peut être décomposé comme suit :

- convection fluide chaud – paroi (coefficient d'échange convectif h_{ext} supposé constant)
- conduction à travers la paroi (de conductivité thermique λ , d'épaisseur e , et de surfaces externe et interne S_{ext} et S_{int})
- convection paroi fluide froid (coefficient d'échange convectif h_{int} supposé constant)

Le flux de chaleur ϕ_p transmis du fluide chaud au fluide froid s'écrit alors :

$$\phi_p = \frac{\Delta T}{\left(\frac{1}{h_{int} S_{int}} + \frac{e}{\lambda \bar{S}} + \frac{1}{h_{ext} S_{ext}} \right) S_{ext}} = (h_g)_p \cdot S_{ext} \cdot \Delta T \quad (I.13)$$

où ΔT est la différence moyenne de température entre les fluides chaud et froid.

Le coefficient d'échange global $(h_g)_p$ en conditions propres rapporté à la surface extérieure est alors obtenu par :

$$\left(\frac{1}{h_g} \right)_p = \left(\frac{1}{h_{int} S_{int}} + \frac{e}{\lambda \bar{S}} + \frac{1}{h_{ext} S_{ext}} \right) S_{ext} = R_p \quad (I.14)$$

Ce coefficient d'échange global correspond à l'inverse d'une résistance thermique R_p .

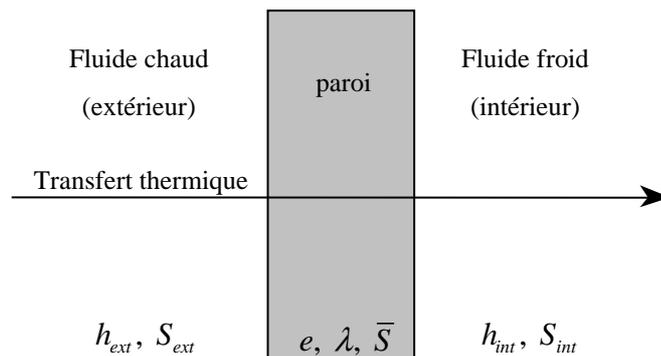


Figure I.8 : Schématisation du problème

Au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'échangeur, la paroi d'échange se recouvre d'un film d'encrassement. Ces dépôts ont une conductivité thermique faible et constituent des couches isolantes supplémentaires s'opposant à l'échange. En considérant que le coefficient d'échange convectif $(h_{ext})_p$ ne varie pas avec l'encrassement, le coefficient d'échange global $(h_g)_d$, ou en d'autres termes la

conductance, en conditions encrassantes rapporté à la surface extérieure est alors obtenu par :

$$\left(\frac{1}{h_g}\right)_d = R_p + R_d = \left(\frac{1}{h_{int} S_{int}} + \frac{e}{\lambda \bar{S}} + \frac{1}{h_{ext} S_{ext}}\right) S_{ext} + R_d \quad (I.15)$$

En soustrayant les équations (I.14) et (I.15) il vient :

$$R_d = \left(\frac{1}{h_g}\right)_d - \left(\frac{1}{h_g}\right)_p \quad (I.16)$$

Les effets de tels dépôts peuvent alors être déterminés en connaissant les valeurs de la résistance d'encrassement et du coefficient d'échange global $(h_g)_p$.

Dans le but de quantifier les effets de l'encrassement sur le transfert de chaleur, une approche alternative [Miller 1967] a été proposée. Elle consiste à définir un paramètre de dégradation des échanges H comme une fonction des coefficients d'échange globaux en conditions propres et en conditions encrassantes tel que :

$$H = \frac{(h_g)_d}{(h_g)_p} \quad (I.17)$$

I.3.3. Dimensionnement d'un échangeur et encrassement

Lors de la conception d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire de connaître les valeurs des résistances d'encrassement dans les conditions d'utilisation souhaitées. Les valeurs de $(h_g)_p$ et de $(h_g)_d$ sont déterminées à partir de méthodes plus ou moins élaborées. Les résistances d'encrassement sont soit extraites de tables, soit issues de l'expérience même de l'utilisateur. Le Tableau I.4 rassemble des valeurs de résistances d'encrassement [Marnier et Webb 1982] conseillées pour le dimensionnement des échangeurs sur fumées industrielles :

Nature de l'effluent	Résistance d'encrassement ($10^3 \text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$)
Gaz Propre	
Gaz naturel	0,09 – 0,53
Propane	0,17 – 0,53
Butane	0,17 – 0,53
Turbine à gaz	0,17
Gaz moyennement encrassant	
Fuel n°2 (% soufre < 1 %)	0,35 – 0,70
Turbine à gaz	0,26
Moteur diesel	0,53
Gaz fortement encrassant	
Fuel n°6 (% soufre < 4 %)	0,53 – 1,23
Pétrole brut	0,70 – 2,64
Pétrole résiduel	0,90 – 3,52
charbon	0,90 – 8,80

Tableau I.4 : Valeurs des résistances d'encrassement conseillées pour le dimensionnement des échangeurs sur fumées industrielles

Ces valeurs font abstraction complète de l'influence des conditions de fonctionnement réelles et de la nature des surfaces d'échange :

- Alors que le processus d'encrassement est évidemment une fonction du temps, une valeur constante de la résistance d'encrassement est utilisée.
- Le fait qu'au temps $t = 0$, l'échangeur soit propre et qu'il fonctionne, par la suite, sous des conditions drastiques, est rarement pris en compte.
- Les tubes lisses ne subissent pas l'encrassement de la même façon que les tubes ailetés, pourtant la même valeur de la résistance d'encrassement leur est attribuée.
- Ces valeurs sont indépendantes des niveaux de températures de l'échangeur ainsi que des vitesses d'écoulement des fluides.

Ainsi, la mauvaise connaissance de ces résistances conduit à un surdimensionnement des surfaces d'échange de l'échangeur par rapport à celui effectué en conditions propres.

L'affectation d'une valeur exagérément grande à la résistance d'encrassement ne garantit pas un temps plus long d'utilisation, bien au contraire. Dans la plupart des cas,

cela peut même entraîner une détérioration plus rapide. De la même façon, la sous-estimation de la valeur de la résistance d'encrassement conduit à un trop faible échange thermique lorsque la surface est encrassée.

Le calcul d'un coefficient d'excès de surface C_s permet de vérifier que le surdimensionnement reste dans des limites acceptables :

- $C_s \cong 10 \%$ représente la valeur minimale de surdimensionnement pour la prise en compte de l'encrassement
- $15 \% < C_s < 25 \%$ représentent les valeurs usuelles pour un grand nombre de cas
- $30 \% < C_s < 50 \%$ représentent un surdimensionnement extrême à utiliser dans les cas sévères d'encrassement ou quand il y a risque de pénalités si l'échangeur ne réalise pas les performances escomptées.

Ce coefficient d'excès de surface est tel que :

$$C_s = \left(\frac{(h_g)_p}{(h_g)_d} - 1 \right) \cdot 100 \quad (\text{I.18})$$

En exprimant ce coefficient en fonction de la surface d'échange en conditions propres S_p et de la surface d'échange nécessaire en conditions encrassantes S_d , il vient :

$$\left(\frac{S_d}{S_p} - 1 \right) = (h_g)_p R_d \quad (\text{I.19})$$

Il faut remarquer que plus le coefficient d'échange thermique en conditions propres est grand, plus la surface d'échange à mettre en œuvre est importante (Figure I.9).

Prenons l'exemple représenté sur la Figure I.9 :

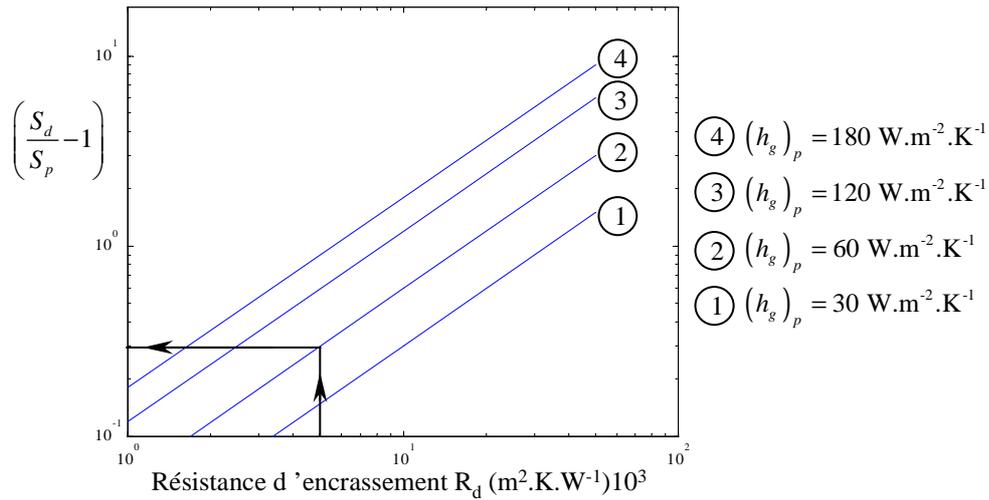


Figure I.9 : Excès de surface d'échange en fonction de la résistance d'encrassement R_d

Pour une résistance d'encrassement $R_d = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ et pour un coefficient d'échange global en conditions propres $(h_g)_p = 60 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, le rapport de surface à prendre en compte est de 1,3. Le coefficient d'excès de surface C_s est alors de 30 %.

En aucun cas, ce coefficient ne doit excéder 50 %, sinon il faut envisager d'autres solutions pour pallier les conséquences de l'encrassement.

De la même façon, la perte de flux de chaleur due à l'encrassement au niveau de l'échangeur est représentée sur la Figure I.10 :

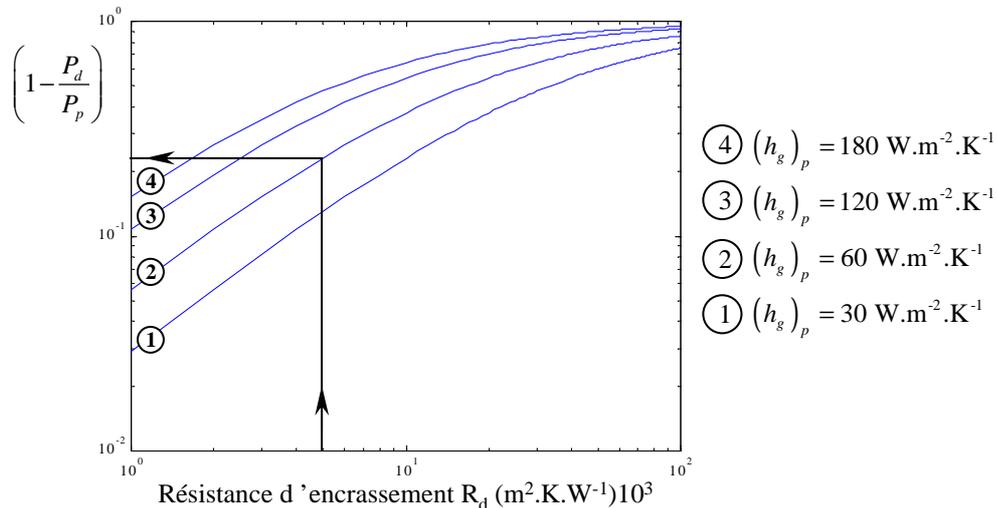


Figure I.10 : Perte de flux de chaleur en fonction de la résistance d'encrassement R_d

Le projecteur est donc face à un dilemme : il est confronté d'une part à des valeurs de résistances d'encrassement peu précises issues de tables, et, d'autre part à des modèles de dépôt sophistiqués mais peu exploitables.

I.3.4. Prévention

Face au problème de l'encrassement des échangeurs thermiques, pour lequel aucune solution miracle ne semble exister, il est néanmoins possible d'utiliser une ou plusieurs des nombreuses méthodes en vigueur [Grillot et Icart 1997, Tech 1993]. Le choix de l'une ou de plusieurs d'entre elles est conditionné par la nature de la surface d'échange et par le type d'encrassement auquel sera soumis l'échangeur.

I.3.4.1. Au moment de la conception de l'échangeur

Dans un premier temps, il faut choisir parmi les différents types d'échangeurs, leurs coûts, leurs encombrements et leurs niveaux de température et de pression, celui qui est le mieux adapté au problème posé. Dans ce choix, il ne faut pas négliger les échangeurs tels que ceux en graphite, en verre ou en plastique, qui possèdent des comportements avantageux vis-à-vis de certaines formes d'encrassement. Dans un second temps, il faut choisir des configurations et des modes de fonctionnement tels que la disparition des zones stagnantes, des points chauds ou froids, l'état des surfaces, l'optimisation des vitesses ou le choix des matériaux pour limiter au maximum les effets néfastes de l'encrassement. La prise en compte de techniques d'intensification des échanges thermiques par des actions simultanées sur les matériaux, ou sur l'hydrodynamique du système paraît essentielle lors de cette étape [Luo et al 2003]. Pour finir, le choix de la résistance d'encrassement est primordial.

I.3.4.2. Au moment de la fabrication de l'échangeur et de sa mise en route

Dans cette phase, des précautions doivent être prises telle que la protection des surfaces d'échange de tout l'environnement favorisant le dépôt ou la corrosion. Lors de la mise en service de l'installation, compte-tenu de l'excès de surface attribuée pour tenir compte de l'encrassement, l'échangeur ne fonctionne pas dans des conditions optimales. En effet, des vitesses de circulation plus lentes et des températures de surface plus importantes favorisent l'encrassement. Ainsi, des efforts doivent être faits au démarrage de l'installation pour atteindre les valeurs nominales de fonctionnement.

I.3.4.3. Au cours du fonctionnement de l'échangeur

Des opérations de maintenance et d'entretien sont utilisées pour prévenir la formation de dépôts encrassants dans l'échangeur. Elles permettent ainsi d'augmenter la durée de vie de l'appareil entre deux arrêts pour maintenance.

Suivant la nature de l'encrassement, différents procédés existent :

- Procédés mécaniques pour les liquides pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires :
 - ü à boules
 - ü à ressorts
 - ü à brosses
- Procédés mécaniques pour des échangeurs fonctionnant avec des gaz encrassants tels que :
 - ü La projection de vapeur ou d'air comprimé
 - ü Le nettoyage à l'eau
 - ü Le grenailage
 - ü Le soufflage acoustique
 - ü Le nettoyage par chocs thermiques

En ce qui concerne les échangeurs à plaques, des systèmes analogues existent, toutefois, il est aussi possible d'utiliser :

- ü des systèmes à inversion de débits
- ü des échangeurs à surface raclée
- ü un nettoyage par chocs thermiques.

De la même façon, des procédés mécaniques, chimiques, électriques ou magnétiques sont utilisés pour éviter ou minimiser les dépôts entartrants ou l'encrassement biologique.

Une autre solution consiste à introduire des filtres en amont des échangeurs.

I.3.4.4. Au moment de l'arrêt de l'échangeur

Il est souvent nécessaire, malgré les procédés précédemment cités, de nettoyer complètement l'appareil. Le démontage de l'appareil permet des interventions comme le nettoyage mécanique où plusieurs techniques peuvent être mises en œuvre, le nettoyage hydraulique ou le nettoyage chimique.

I.3.5. Aspects économiques liés à l'encrassement

L'appréciation du coût supplémentaire que représente l'encrassement des échangeurs thermiques n'est pas facile à évaluer de manière directe [Sheikh et al 2000]. Les différentes études réalisées sur le sujet [Bott 1992, Bott 1995, Goyhenetche 1991, Pritchard 1988] sont d'accord pour répartir les dépenses relatives à l'encrassement selon quatre grandes catégories :

- investissement supplémentaire en surface d'échange lors du dimensionnement (20 %) ;
- coût de maintenance incluant les phases de nettoyage (18 %) ;
- non récupération d'énergie sur les effluents encrassants (41 %) ;
- coûts supplémentaires en énergie nécessités par l'encrassement pendant les phases de production (21 %).

I.3.5.1. Coûts liés à la conception de l'échangeur

Il s'agit surtout, dans cette phase, de surdimensionner les surfaces d'échange par l'affectation d'une valeur, le plus souvent empirique, de résistance d'encrassement (cf paragraphe I.3.3). Dans de nombreux procédés industriels, l'utilisation d'échangeurs thermiques fonctionnant avec une efficacité continuellement proche d'une efficacité optimale est souvent requise. Dans ce cas, l'échangeur considéré est dupliqué. Ainsi, lorsque l'échangeur en place est encrassé, il est retiré de l'installation pour entretien, et remplacé par son duplicata. Le coût engendré par la nécessité d'avoir une réserve de répliques vient alors s'ajouter au surcoût lié au surdimensionnement des surfaces d'échange.

Le phénomène de corrosion est aussi pris en compte lors de la conception d'un échangeur. Un des moyens de le minimiser est d'utiliser des matériaux plus onéreux que l'acier, tel que le titane. Il faut donc s'attendre à ce que le coût d'un tel échangeur soit plusieurs fois plus élevé que celui d'un échangeur classique.

I.3.5.2. Coûts liés au fonctionnement de l'échangeur

Si le problème de l'encrassement n'est pas anticipé correctement lors de la phase de conception, des coûts supplémentaires dus aux arrêts intempestifs pour maintenance et entretien viennent s'ajouter. En effet, des arrêts non planifiés de l'installation peuvent mener à une perte complète de production qui représente à son tour un manque à gagner pour les industriels. Outre ces dépenses, les démontages et remontages répétés peuvent aboutir à une détérioration plus rapide du matériel, ainsi qu'à une réduction de la durée de vie des échangeurs.

L'encrassement des surfaces d'échange entraîne une perte d'énergie non négligeable due à la diminution du transfert de chaleur et à l'augmentation de la perte de charge. Généralement, cette perte d'énergie au niveau de l'échangeur doit être compensée par une utilisation accrue d'énergie primaire.

I.3.5.3. Coûts liés à l'arrêt de l'installation

Le nettoyage des échangeurs thermiques entraîne des coûts de main d'œuvre supplémentaires et exige un équipement adéquat surtout si un traitement chimique est requis. Dans ce cas, un circuit complémentaire impliquant des pompes et des réservoirs peut être nécessaire. Les produits chimiques doivent être achetés et les effluents issus du processus de nettoyage doivent être traités. Les processus de nettoyage plus conventionnels, tels que la projection de vapeur ou d'air comprimé, ou la circulation de boules ou de ressorts dans l'installation, exigent des dépenses supplémentaires à celles liées à la main d'œuvre.

I.4. Conclusion

Ce premier chapitre constitue une étude bibliographique assez générale mais non exhaustive sur les échangeurs de chaleur ainsi que sur les différents types d'encrassement. Il met en évidence que la perspective de l'encrassement des surfaces d'échange est un frein non négligeable à la récupération d'énergie. Par le biais de notions sur le dimensionnement, l'évaluation de l'énergie récupérable et la conduite économique des échangeurs, il montre que les informations nécessaires aux choix de ces éléments sont peu nombreuses et relèvent souvent d'un certain empirisme lié à un savoir-faire.

Face à la problématique compliquée devant laquelle nous nous trouvons, il convient de restreindre cette étude à un cas particulier que constitue l'encrassement particulière des échangeurs de chaleur tubulaires à courants croisés.

Dans le but de concevoir de nouveaux capteurs, il paraît utile, avant toutes choses, de définir le cahier des charges industriel auquel cette étude est soumise, de décrire le dispositif expérimental y répondant le mieux, et d'établir une revue des différents dispositifs de mesure et de suivi de l'encrassement existants.

Chapitre II

Contexte expérimental et métrologique

CHAPITRE II : Contexte expérimental et métrologique

II.1. Contraintes industrielles

Suite aux deux chocs pétroliers de 1973 et de 1979, les échangeurs de chaleur ont connu de nouvelles applications liées à la nécessité d'optimiser les dépenses énergétiques [Taborek *et al* 1979]. Aujourd'hui, ils sont de plus en plus employés pour la récupération d'énergie sur des effluents polluants dans des domaines industriels aussi variés que :

- les raffineries,
- les incinérateurs d'ordures ménagères,
- les installations de cogénération,
- les centrales thermiques,
- les chaudières...

Il s'agit d'installations où le transfert de chaleur au niveau des échangeurs est gouverné principalement par la convection, et où le rayonnement apparaît comme négligeable. Dans de telles installations, les échangeurs de chaleur les plus couramment utilisés pour le refroidissement des fumées industrielles sont les échangeurs tubulaires. Dans la plupart des cas, il s'agit de tubes normalisés en acier disposés perpendiculairement à l'écoulement gazeux dans lesquels circule un fluide froid (Figure II.1). Leurs diamètres sont de l'ordre de quelques dizaines de millimètres.

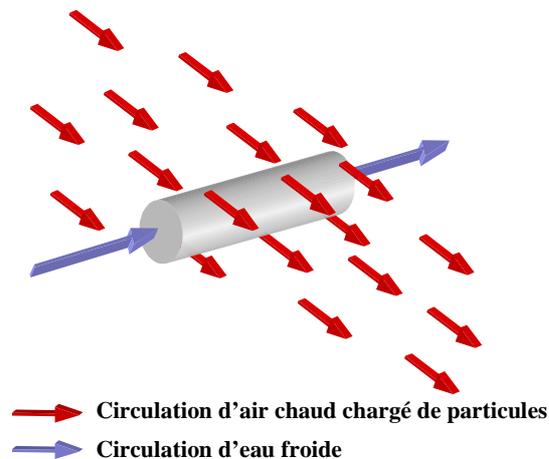


Figure II.1 : Configuration industrielle

Les régimes d'écoulement auxquels ils sont soumis sont généralement turbulents. Ils se caractérisent par des nombres de Reynolds compris entre $2 \cdot 10^3$ et 10^5 . Par conséquent, les coefficients d'échanges globaux rencontrés en conditions propres, dans de telles configurations, varient de 20 à $80 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Les écoulements de fluides gazeux industriels ici considérés, transportent des particules en suspension dont la distribution granulométrique varie d'une fraction à quelques dizaines de micromètres (Figure II.2). Il s'agit principalement de particules d'alumine (Al_2O_3), de sulfate de calcium (CaSO_4), de silice (SiO_2), et de sulfate de sodium (Na_2SO_4).

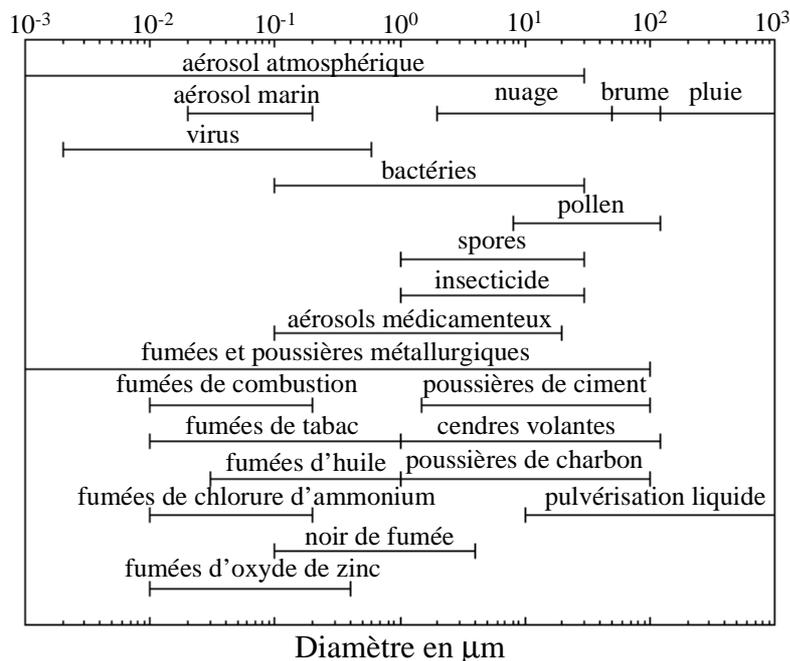


Figure II.2 : Dimension des aérosols industriels

II.2. Contexte expérimental

Afin de répondre au mieux aux demandes de ses industriels membres, le *GRETh* dispose d'une plate-forme expérimentale de recherche nommée *AThENE* (Appliquée à la **T**hermique et aux **N**ouvelles **E**nergie). Cette plate-forme expérimentale, de par ses multiples boucles d'essais, permet de mettre au point et d'éprouver de nouveaux équipements thermiques. En particulier, la boucle *GAZPAR* (**GAZ** **PAR**ticules), dont la méthodologie a été reconnue et éprouvée depuis de nombreuses années, est destinée aux études menées sur l'encrassement particulaire en phase gazeuse. Répondant aux différentes contraintes industrielles, elle a permis de déterminer, lors de nombreux travaux de recherche, les performances de maquettes d'échangeurs soumises à un dépôt

de particules solides en suspension dans l'air. Il s'agit d'un dispositif expérimental réaliste où la présence d'un agent encrassant est simulée directement. En effet, le dispositif expérimental *GAZPAR* a été équipé, dès sa mise au point, d'un générateur de particules de sulfate de sodium (Na_2SO_4) de granulométrie contrôlée. La bonne solubilité de ce sel dans l'eau, sa stabilité à l'état cristallin, sa faible corrosivité et son rôle dans l'industrie n'ont fait que conforter ce choix.

II.2.1. Le dispositif expérimental GAZPAR

Ainsi, le dispositif expérimental représenté sur la Figure II.3 se compose d'une section d'essai, d'un circuit d'air chaud, et d'un circuit d'eau de refroidissement. Il permet de créer un écoulement d'air parfaitement épuré dans lequel des particules sont injectées de manière contrôlée.

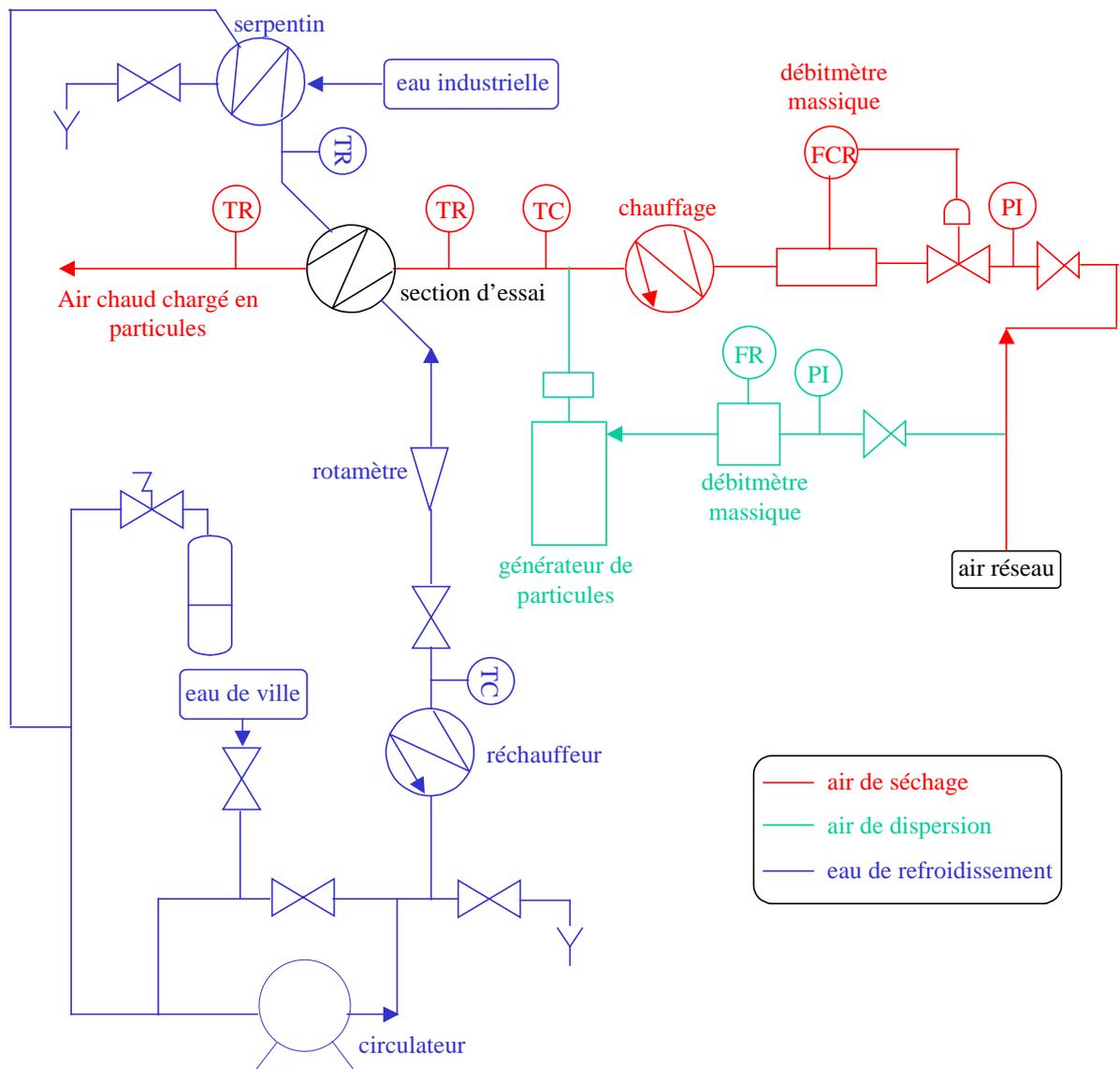


Figure II.3 : Dispositif expérimental GAZPAR

II.2.1.1. La section d'essai

La section d'essai (Figure II.4) utilisée dans le cadre de notre étude permet de tester des prototypes d'échangeurs tubulaires à courants croisés. Il s'agit d'une section carrée de 80 millimètres de côté. Grâce à deux jeux de brides, il est possible de venir y placer des tubes de 22 et 26 millimètres de diamètres extérieurs. Le facteur de blocage, rapport entre la surface projetée du tube et la section de la conduite, est alors respectivement de 0,275 et de 0,325. Pour assurer l'isolation thermique et ainsi éviter toutes pertes inutiles, l'ensemble de la section d'essai est calorifugée. La section d'essai est instrumentée par 4 thermocouples de type K en amont et en aval du tube à tester.

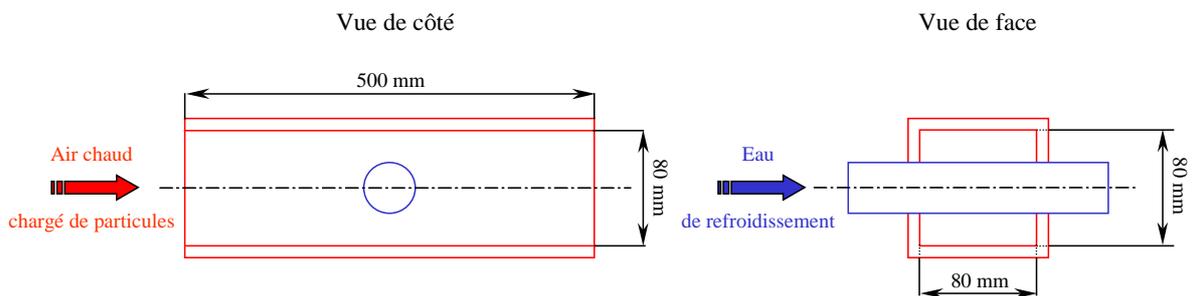


Figure II.4 : Section d'essai

II.2.1.2. Le circuit d'air chaud

Le circuit d'air principal sert essentiellement à sécher et à transporter l'aérosol généré par le générateur de particules à travers la section d'essai. L'air est filtré, déshuilé et fourni par le réseau sous une pression de 8 bars. Après le passage dans un ballon tampon, il peut être détendu jusqu'à 1 bar.

Le débit d'air de séchage est mesuré par un débitmètre massique *HASTINGS* (0-100 Nm³/h¹), et contrôlé par l'intermédiaire d'une vanne électropneumatique *ADAREG* grâce à un régulateur *EUROTHERM*. Il est ainsi maintenu constant lors des essais. Un réchauffeur de 2 kW permet d'imposer et de maîtriser la température de l'air dans la section d'essai.

Le débit d'air de dispersion nécessaire à l'entraînement des gouttelettes produites par le générateur de particules est contrôlé par un régulateur de débit massique *TYLAN*. L'aérosol formé est alors mélangé à l'air de séchage dans une conduite d'homogénéisation calorifugée de diamètre 90 mm et d'une longueur de 1250 mm. En effet, pour minimiser les risques de dépôt sur les parois des conduites, les conditions

d'écoulement entre le point d'injection des particules dans l'air chaud et l'entrée dans la section d'essai ont été optimisées.

II.2.1.3. Le circuit d'eau de refroidissement

Le circuit d'eau de refroidissement fonctionne en boucle fermée et alimenté par de l'eau de ville. L'ajustement des débits est réalisé à partir de deux circulateurs montés en série et de vannes de réglages manuelles. Ce débit est mesuré à l'aide d'un débitmètre à flotteur. La température de l'eau est maîtrisée par un régulateur et un réchauffeur. Cette circulation d'eau permet de travailler dans une configuration demi-échangeur. En effet, le fluide froid circule à une vitesse suffisamment grande pour que la température interne du tube à tester reste constante.

En ce qui concerne le refroidissement de l'eau, il est assuré par le passage à travers un serpentin, partie intégrante d'un circuit ouvert alimenté en eau industrielle.

II.2.2. Production d'un aérosol stable de granulométrie contrôlée

Les particules encrassantes sont générées à partir d'un générateur d'aérosol par pulvérisation ultrasonore. Boulaud et Bourbigot [*Boulaud et Bourbigot 1983*] ont réalisé une étude préliminaire sur le principe de fonctionnement d'un tel pulvérisateur. Il en ressort que ce système de production de particules est le seul capable de produire un aérosol stable de granulométrie contrôlée et de forte concentration. Ce générateur de particules est un dispositif composé d'une cuve de solution saline dont le fond est équipé d'une céramique piézo-électrique (Figure II.5) :

¹ Le normal mètre cube heure est souvent caractérisé par l'abréviation Nm³/h. Cette indication signifie que le mètre cube est déterminé dans les conditions normales de température et de pression (i.e. à 0°C et une atmosphère).

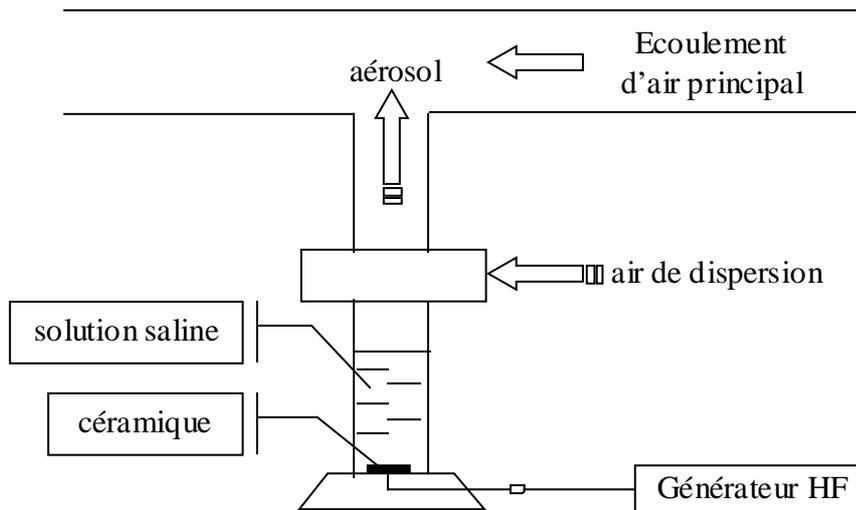


Figure II.5 : Pulvérisateur ultrasonore

Cette cuve est alimentée en solution saline en permanence grâce à un réservoir d'une contenance de 10 litres.

Le passage d'un courant électrique haute fréquence dans la céramique l'entraîne dans un mouvement vibratoire qui génère un faisceau d'ondes ultrasonores du fond du liquide vers la surface. Lorsque la céramique atteint sa fréquence de résonance, une fontaine ultrasonore se crée à l'interface liquide-gaz.

La production d'aérosol en elle-même est basée sur le comportement d'une fine couche de liquide en contact avec une surface vibrante. Au delà d'une certaine amplitude vibratoire, des gouttelettes sont arrachées à la surface du liquide. Le diamètre des gouttelettes ainsi formées dépend de la fréquence du système piézo-électrique et des caractéristiques de la solution saline (densité, viscosité, tension de surface) à nébuliser (Figure II.6).

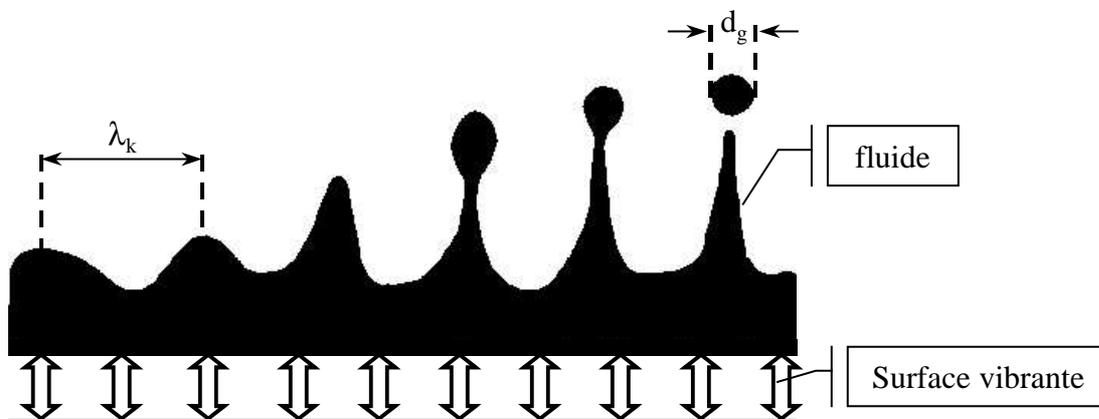


Figure II.6 : Principe de fonctionnement

L'atomisation du liquide au sommet de la fontaine ultrasonore forme un brouillard et les particules fines ainsi formées sont alors entraînées et séchées par l'air de dispersion à température ambiante. Le résidu sec obtenu est alors injecté dans l'écoulement d'air principal. Le diamètre de la particule (d_{part}) ainsi produite dépend de la dimension de la gouttelette initiale (d_{gout}), de la concentration [C_{sol}] et de la masse volumique ρ_{sol} du soluté dans la solution tel que :

$$d_{part}^3 \rho_{sol} = d_{gout}^3 [C_{sol}] \quad (II.1)$$

Le spectre de taille des particules résiduelles peut donc être modifié par la variation de la concentration [C_{sol}] dans une certaine limite. En effet, la céramique utilisée fixe la taille maximale des gouttelettes à 8 micromètres. Ainsi, dans des conditions d'écoulement fixées, il est possible d'imposer le mécanisme de dépôt (impaction, diffusion, mixte) en jouant uniquement sur le diamètre des particules, i.e. sur la concentration [C_{sol}].

L'optimisation du générateur de particules utilisé sur *GAZPAR* a été réalisée en 1989 [Grillot 1989]. Elle a mis en évidence les paramètres importants de fonctionnement du générateur :

- fréquence et puissance délivrée par la source acoustique,
- pression de vapeur saturante, tension superficielle, viscosité et concentration en soluté de la solution à générer,
- hauteur de liquide dans le pot de pulvérisation,
- point d'injection, débit, pression de l'air de dispersion.

La quantité d'aérosol produite est sensiblement proportionnelle à la puissance appliquée à la céramique. La fréquence optimale à fournir est déterminée selon la forme de la fontaine et l'intensité d'atomisation. Lorsque la concentration en soluté augmente, sa viscosité et sa tension interfaciale augmentent alors que sa pression de vapeur saturante diminue ; dès lors le débit de gouttelettes diminue. Par contre, le brouillard se densifie lorsque la distance entre l'injection de l'air de dispersion et la surface du liquide diminue. Cette distance agit directement sur la focalisation de la source sur la surface et sur l'entraînement des gouttelettes. Enfin, il existe un maximum de génération pour un débit de dispersion donné au-delà duquel les turbulences occasionnées précipitent les gouttelettes sur la paroi.

Par conséquent, les conditions de fonctionnement optimales du générateur de particules sont les suivantes :

Fréquence d'excitation	780.10^3 Hz
Distance entre l'injection d'air et la surface de la solution	2.10^{-2} m
Hauteur de liquide dans le pot de pulvérisation	9.10^{-2} m
Puissance de la source	70 %
Débit d'air de dispersion	2,4 Nm ³ /h

Tableau II.1 : Conditions de fonctionnement optimales pour le générateur de particules

Dans ces conditions, le débit de liquide pulvérisé et entraîné est de l'ordre de $10,3.10^{-8}$ m³.s⁻¹ pour une concentration en soluté [C_{sol}] de 10 g/l et de $6,7.10^{-8}$ m³.s⁻¹ à 75 g/l.

Etant conscient de l'importance de la taille des particules sur les phénomènes d'encrassement, il a paru nécessaire de travailler le plus proche possible de la monodispersion. La détermination d'une distribution granulométrique a donc permis de déterminer la taille ainsi que la répartition statistique des particules générées.

Le spectre de fréquences des aérosols se rapproche généralement d'une loi logarithmico-normale où la loi de probabilités normale est portée en fonction du diamètre des particules. Cette étude granulométrique a été réalisée lors des études de [Grillot 1989, Chandrasa 1994, Bailer 1998] par méthode dynamique à l'aide d'un impacteur Andersen (cf ANNEXE I). Les résultats obtenus lors de ces travaux pour une solution saline de sulfate de sodium concentrée à 75 g/l sont portés sur la Figure II.7. La présence de particules de forme irrégulière a imposé la nécessité de définir la notion de particule sphérique équivalente en masse. Ainsi, le diamètre aérodynamique équivalent médian massique se définit comme le diamètre de la sphère de densité 1 ayant la même vitesse limite de chute que la particule considérée.

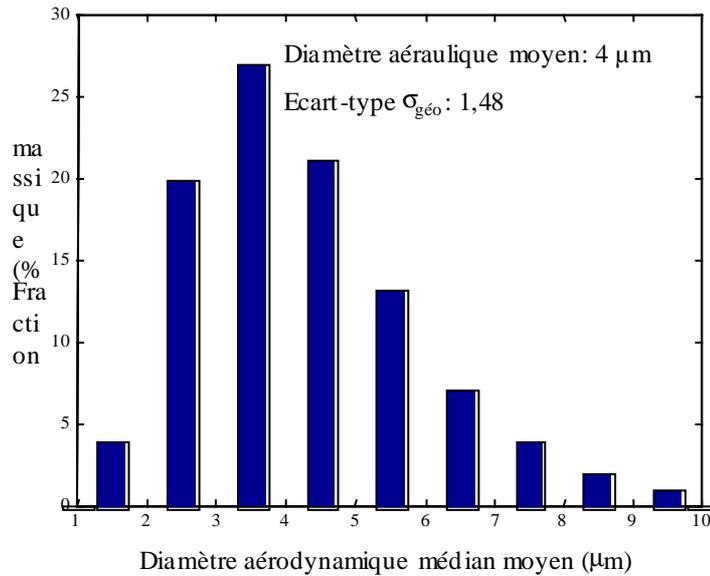


Figure II.7 : Distribution granulométrique des particules pour une concentration de soluté $[C_{sol}] = 75 \text{ g/l}$

En comparant l'écart type géométrique de la loi logarithmico-normale représentée Figure II.7 au critère de monodispersion ($\sigma_{géo} < 1,22$) proposé par [Fuchs et Sutugin 1966], l'aérosol peut être considéré comme faiblement dispersé.

II.2.3. Caractéristiques du dépôt formé

Le générateur d'aérosols par pulvérisation ultrasonore permet donc de produire de façon reproductible des particules dont la distribution granulométrique est faiblement dispersée. Le dépôt ainsi formé constitue un milieu poreux non lié obtenu par l'accumulation des particules générées qui impactent ou diffusent vers la paroi d'échange du tube à tester. Il est caractérisé, d'une part, par son épaisseur et sa masse, d'autre part par ses propriétés thermiques [Chandrasa 1994] telles que :

- sa conductivité thermique : $\lambda_d = 0,07 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- sa chaleur spécifique : $C_{pd} = 965 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- sa masse volumique : $\rho_d = 364 \text{ kg.m}^{-3}$;

Compte tenu des différents régimes d'écoulement et de dépôt, il ne s'agit là que de valeurs moyennes. En effet, des variations de ces propriétés thermiques peuvent intervenir suivant les forces de cohésion entrant en jeu, les températures, l'angle considéré...

II.2.4. Dispositif de mesure du profil et de l'épaisseur du dépôt

L'épaisseur du dépôt sur le tube est calculée à partir de la détermination du profil du dépôt. Ce profil est obtenu à partir d'un capteur de déplacement laser sans contact. Il utilise le principe de triangulation (Figure II.8). Un faisceau pulsé est envoyé à l'aide d'une diode laser sur l'objet à mesurer de façon à ne pas être perturbé par les lumières ambiantes. La lumière retrodiffusée par l'objet est alors renvoyée sur un récepteur de position se trouvant dans le capteur PSD. La sortie analogique de ce capteur est proportionnelle à la déviation de la mesure par rapport à la distance de travail. Cette sortie a une plage de +/- 10 Volt correspondant à une plage de mesure de +/- 10 millimètres. Ainsi, le récepteur PSD délivre un signal proportionnel à la position du faisceau reçu.

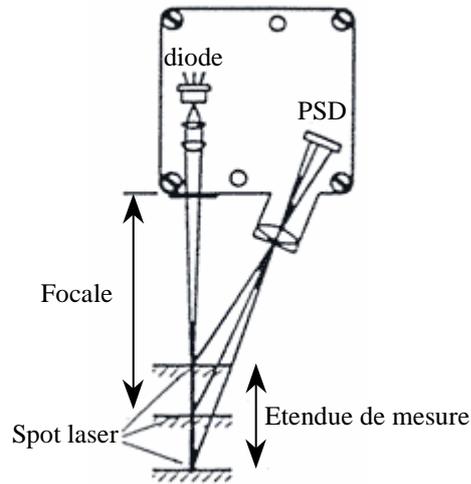


Figure II.8 : Principe de fonctionnement du capteur laser sans contact

L'incertitude de mesure annoncée par le constructeur pour des mesures sur des surfaces lisses est de l'ordre de 6 micromètres. Or le dépôt sur le tube constitue une surface rugueuse. Ainsi, l'erreur absolue associée à la mesure de dépôt par le profilomètre laser est de 20 micromètres.

Ce capteur est positionné à 65 millimètres au dessus du tube. Un premier point de référence est effectué sur le cylindre propre. Une fois le tube encrassé, des mesures discrètes en faisant tourner le cylindre avec un pas de 10° d'angle sont effectuées. Ainsi, le profil d'encrassement autour du tube est obtenu après avoir soustrait à toutes ces valeurs la référence. En intégrant ces valeurs par la méthode des trapèzes, l'épaisseur moyenne du dépôt est calculée.

La boucle *GAZPAR* répond donc aux différentes contraintes industrielles fixées en terme d'écoulement, de nature et de taille de particules encrassantes, de type et de configuration d'échangeurs.

II.3. Contexte métrologique

Comme il a été vu au CHAPITRE I, l'encrassement des surfaces d'échange tourmente les industriels depuis de nombreuses années. La plupart des efforts consentis jusque là concernaient, en grande partie, le problème de l'encrassement en phase liquide tel l'entartrage. Suite au développement accru d'installations industrielles destinées à la récupération d'énergie sur des effluents polluants, fortement motivé par l'augmentation des prix du pétrole, une attention particulière a été portée sur les problèmes d'encrassement particulaire en phase gazeuse.

Par conséquent, il existe, à l'heure actuelle, plusieurs méthodes pour détecter et / ou suivre l'évolution de l'encrassement :

- La maintenance prédictive,
- Les mesures directes aux bornes de l'échangeur,
- Les mesures à l'aide de sondes.

Généralement, en milieu industriel, l'évolution de l'encrassement s'apprécie par la mesure de variables du processus tels que la température, la pression et le débit.

II.3.1. La maintenance prédictive

La maintenance prédictive [*Sullivan et al 2002*] ne constitue pas un substitut aux méthodes de maintenance traditionnelles (cf paragraphe I.3.4). Elle peut être d'une aide précieuse dans l'établissement du programme d'entretien de l'installation considérée. En effet, là où les programmes de maintenance traditionnels comptent sur un entretien régulier de toute l'installation, un programme de maintenance prédictive permet de fournir une planification plus fiable des tâches de maintenance préventive ordinaires. Plusieurs techniques permettant d'élaborer un tel programme sont disponibles :

- la thermographie,
- l'inspection visuelle.

II.3.1.1. La thermographie infrarouge

La thermographie permet de mesurer l'intensité des émissions de rayons infrarouges, c'est-à-dire de chaleur, afin de déterminer les conditions opératoires des installations. La technologie infrarouge repose sur la constatation suivante : tout objet possédant une

température supérieure au zéro absolu émet de l'énergie sous forme de rayonnement. Les rayons infrarouges apparaissent comme l'une des formes de cette énergie. Ainsi, l'intensité infrarouge issue d'un objet est une fonction de sa température de surface. En effet, la qualité de la surface d'un objet conditionne la quantité d'énergie émise ou réfléchi. Par conséquent, lorsque les surfaces d'échange s'encrassent, cette quantité varie. Les surfaces qui réfléchissent seulement une partie de la lumière infrarouge sont appelées corps gris et ont une émissivité inférieure à 1. La plupart des équipements industriels, tels les échangeurs de chaleur, se trouvent dans cette catégorie.

Trois types d'appareils à infrarouge [*Gaussorgues 1989*] peuvent être utilisés en maintenance prédictive :

- Les thermomètres à infrarouge :
Ils sont conçus pour mesurer la température réelle de surface en un point unique, relativement petit, d'une installation. Comme la mesure est restreinte en un seul point, cette méthode offre des possibilités limitées.
- Les scanners linéaires :
Ils effectuent un relevé de température suivant une ligne particulière, et donc en une seule dimension. Bien que cette méthode ouvre un champ de vision un peu plus étendu, elle est toutefois, elle aussi, limitée.
- Les imageurs :
Ils analysent la totalité des émissions infrarouges issues de l'échangeur. Le plus souvent, il s'agit de caméras infrarouges.

Cependant, la mesure de la température de surface par la méthode infrarouge est compliquée de par l'existence de trois types d'énergie détectable :

- l'énergie émise par l'objet lui-même ;
- l'énergie réfléchi par l'objet ;
- l'énergie transmise.

Seule l'énergie émise doit être prise en compte, alors que les énergies transmise et réfléchi distordent le signal.

Outre le problème lié à ces énergies, l'utilisateur de techniques thermographiques doit tenir compte de l'atmosphère existante entre l'objet considéré et l'instrument de mesure. En effet, les particules contenues dans l'écoulement gazeux des installations industrielles peuvent fausser les mesures.

Ainsi, ces méthodes, bien qu'efficaces et nouvelles, permettent de localiser le problème de l'encrassement, mais restent qualitatives du fait des nombreuses erreurs de mesure de température par radiométrie.

II.3.1.2. L'inspection visuelle

Une inspection visuelle régulière des installations industrielles fait partie intégrante de tout programme de maintenance prédictive. L'utilisateur, guidé par sa propre expérience, peut détecter, grâce à l'inspection visuelle, le niveau d'encrassement des échangeurs de son installation. Ainsi, cette opération routinière offre une information subjective mais nécessaire à la mise en place du programme d'entretien.

Le principe commun à ces techniques réside dans le contrôle régulier de l'état de l'installation. Elles renseignent peu ou prou sur l'état d'encrassement des échangeurs mais très peu sur le transfert de chaleur.

II.3.2. Mesures directes aux bornes de l'échangeur

Cette méthode [Duffau et al 1991] consiste à réaliser un bilan thermique aux bornes de l'échangeur par l'intermédiaire de mesures de température d'entrée et de sortie de chacun des deux fluides ainsi qu'au moins une mesure de débit sur l'un des fluides. Il peut être aussi envisagé de suivre l'évolution de la perte de charge aux bornes de l'échangeur.

Ces deux méthodes nécessitent la mise en place in situ d'une instrumentation aux bornes de l'échangeur. Cette opération est délicate pour la mesure de débit et nécessite souvent l'arrêt de l'installation. En outre, elle doit être menée avec le plus grand soin. En effet, la précision requise sur les mesures de température et de débit conditionne fortement le résultat final.

Ces deux méthodes consistent à vérifier l'efficacité global de l'échangeur en régime permanent. Elles sont utilisées couramment dans l'industrie, mais les conditions industrielles (bruit) sont telles, qu'elles détectent la perte d'efficacité des échangeurs souvent tardivement.

II.3.3. Mesures à l'aide d'une sonde

Dans ce cas, le suivi de l'encrassement est réalisé à l'aide d'une sonde. Quelques tentatives ont déjà été effectuées dans cette voie. Une revue très complète des différents dispositifs existants, dont les principaux seront détaillés, a été réalisée par Marner et al

[Marner 1990]. Il propose de les classer selon quatre grandes catégories suivant leur mode de fonctionnement :

- Les dispositifs utilisant des méthodes optiques,
- Les dispositifs utilisant une mesure de dépôt,
- Les dispositifs permettant la mesure de l'accroissement massique,
- Les dispositifs utilisant des fluxmètres.

II.3.3.1. Les dispositifs utilisant des méthodes optiques

Ces dispositifs utilisent des méthodes optiques telles les lasers ou les pyromètres pour déterminer l'épaisseur du dépôt [Rosner et Atkins 1983]. Toutefois, ces techniques sont restreintes à des essais en laboratoire sous des conditions très contrôlées et sont donc difficilement extrapolables à des conditions industrielles.

II.3.3.2. Les dispositifs utilisant une mesure de dépôt

Ces sondes sont utilisées pour recueillir les dépôts de manière qualitative sous conditions contrôlées [Krause et al 1980, Plumley et Roczniac 1982]. Avec de tels dispositifs, la masse de dépôt sur le tube de l'échangeur ne peut pas être déterminée. Ces sondes sont utilisées afin de caractériser les propriétés thermiques du dépôt. Elles consistent à effectuer un prélèvement des particules contenues dans l'écoulement gazeux à partir d'un réceptacle monté au bout d'une lance refroidit par un écoulement d'eau.

II.3.3.3. Les dispositifs permettant la mesure de l'accroissement massique

Un tel dispositif permet la mesure quantitative du dépôt. Cette technique nécessite le contrôle de nombreux paramètres tels que la température de paroi ou la température du gaz. Une sonde fonctionnant sur ce principe a été développée par Isdale et al [Isdale et al 1984].

Le but premier de ce dispositif (Figure II.9) est de déterminer la masse du dépôt sur une surface cylindrique métallique à une température imposée soumise à un écoulement gazeux chargé de particules.

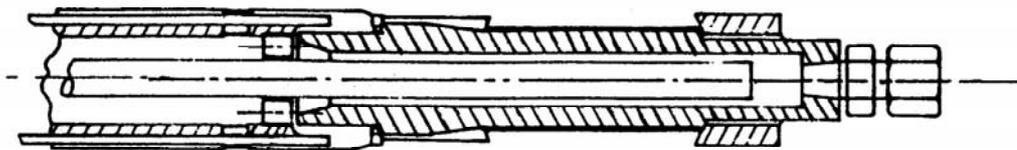


Figure II.9 : Dispositif développé par Isdale et al

Cette sonde est relativement petite pour être installée dans un emplacement typique de l'installation industrielle sans trop modifier les conditions opératoires. Elle se compose de deux demi coquilles d'un tube en acier assemblées entre elles afin qu'une circulation d'eau puisse les refroidir. L'extrémité de la sonde est reliée à un tube support de 38 millimètres de diamètre. Ainsi, elle peut être présentée à l'écoulement gazeux au travers d'une valve conçue à cet effet.

Ces deux demi coquilles sont instrumentées de thermocouples. La température de l'eau ainsi que la vitesse du gaz sont aussi mesurées. Avant de les insérer dans l'écoulement gazeux, les deux demi coquilles sont nettoyées et pesées avec précision. Une attention particulière est portée sur le positionnement des demi cylindres de telle sorte que leur plan de jointure soit perpendiculaire à l'écoulement. La sonde est ensuite laissée en place dans l'installation pendant une durée comprise entre 2 et 38 heures suivant les essais. Puis, les deux demi coquilles sont à nouveau pesées avec précision. Ainsi une répartition massique du dépôt est obtenue pour l'amont et pour l'aval du cylindre. Une efficacité de collecte a aussi été calculée. Cette sonde a été testée dans une usine d'incinération de déchets. Elle a été placée un mètre au dessous du réchauffeur.

Cependant, les données obtenues par l'intermédiaire de cette sonde ne se suffisent pas à elles même pour décrire les performances thermiques globales du système au niveau des échangeurs.

II.3.3.4. Les dispositifs utilisant des fluxmètres

La mesure par fluxmètre permet de suivre la diminution du flux de chaleur en fonction du temps d'encrassement. Elle permet ainsi de suivre l'évolution des résistances d'encrassement. En revanche, ces sondes ne permettent d'obtenir ni l'épaisseur ni le profil du dépôt. Jusqu'à présent, ce type de sonde a surtout été étudié dans des configurations où le rayonnement constitue le principal mode de transfert de chaleur.

Toutefois, Temu et al ont développé une sonde utilisant des fluxmètres dans une configuration où la convection prédomine [Temu et al 2002]. Cette sonde a été réalisée de telle sorte qu'elle combine les avantages de deux techniques : d'une part, la mesure par fluxmètre, et d'autre part, la mesure de la masse de dépôt. En effet, la mesure par fluxmètre est appropriée au contrôle de la résistance d'encrassement en fonction du temps mais ne donne aucune information sur la masse ou le profil du dépôt. Les techniques d'accroissement de masse, pour peu que le dépôt soit conservé intact sur le tube, permettent d'obtenir ces informations.

La sonde développée lors de ces travaux est constituée de trois cylindres concentriques P1, P2 et P3 (Figure II.10). Le fluide de refroidissement de la sonde est de l'eau. Elle entre par le tube le plus profond P1 et ressort par un passage annulaire en forme de X entre les tubes P1 et P2. Sa température est contrôlée à l'aide de thermocouples. Le tube P3 est en contact parfait avec le tube P2. Il est instrumenté de :

- deux fluxmètres, qui permettent une mesure de température différentielle, disposés de part et d'autre du tube,
- de thermocouples qui permettent la mesure de la température de paroi.

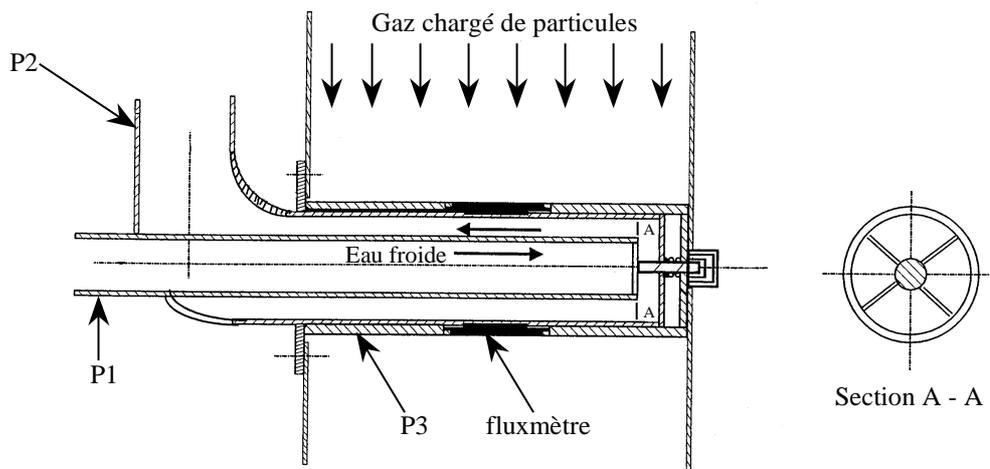


Figure II.10 : Dispositif développé par Temu et al

Chaque pièce constitutive de la sonde est soigneusement pesée avant et après chaque essai afin d'obtenir la masse de dépôt sur le tube. Les essais ont tous été réalisés en laboratoire à partir d'une veine d'air, instrumentée de thermocouples, dans laquelle des particules Si-Fe étaient injectées. Le profil du dépôt, donc l'épaisseur moyenne (Figure II.11), est obtenu à partir de photographies prises selon différents plans une fois que la sonde ait été retirée de son emplacement dans l'écoulement gazeux.

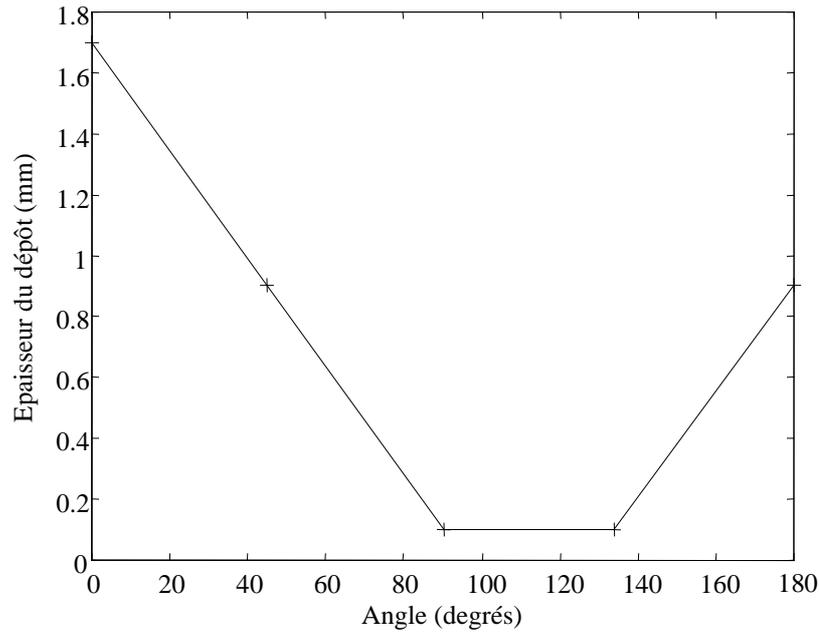


Figure II.11 : Épaisseur moyenne autour du cylindre

A partir de la mesure des deux fluxmètres et d'un bilan thermique, les coefficients d'échange en conditions propres et en conditions encrassantes ont été obtenus. Ainsi, l'évolution de la résistance d'encrassement a été calculée telle que :

$$R_d = \frac{1}{(h_g)_d} - \frac{1}{(h_g)_p} \quad (\text{II.2})$$

D'autre part, à partir de la mesure de l'épaisseur moyenne du dépôt, et de la connaissance de sa conductivité thermique, la résistance d'encrassement est calculée telle que :

$$R_d = \frac{e_d}{\lambda_d} \quad (\text{II.3})$$

Les résultats obtenus par fluxmètres et par pesée sont en accord (Figure II.12).

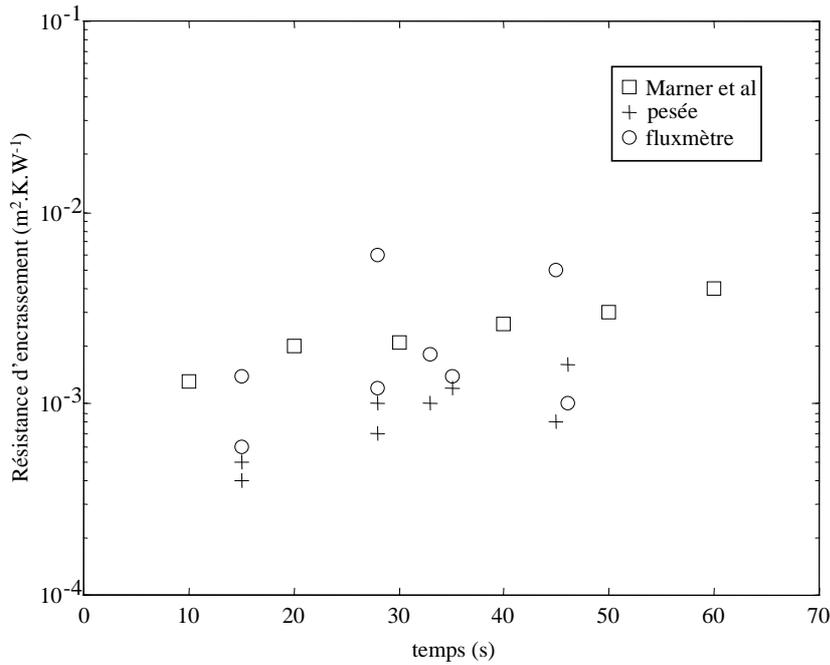


Figure II.12 : Résistances d'encrassement en fonction du temps

Des sondes fonctionnant sur le même principe [Marner et al 1987, Sohal et Field 1993] ont été développées par Marner et al (Figure II.13) et Sohal et Field. Leurs différences avec la sonde développée par Temu et al résident dans le fait, d'une part, qu'elles ne possèdent qu'un seul fluxmètre, et d'autre part, qu'elles sont refroidies par un courant d'air.

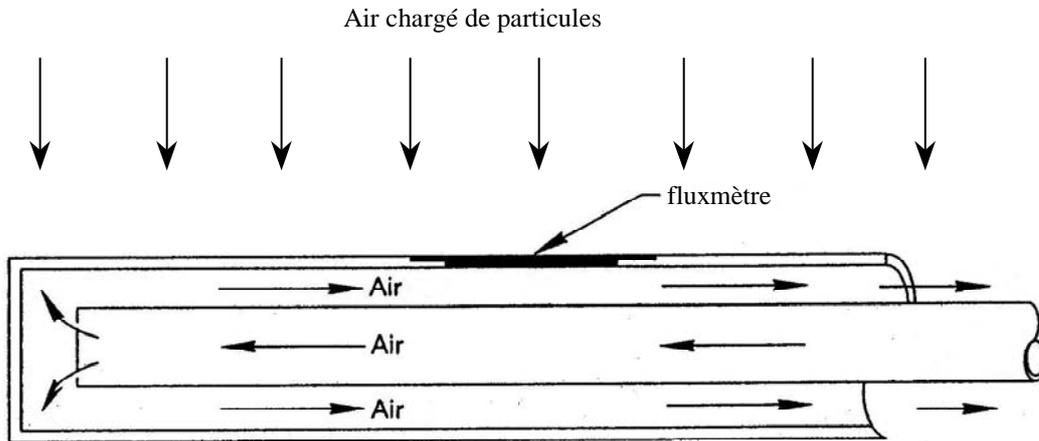


Figure II.13 : Dispositif développé par Marner et al

Par l'ajout d'un système de régulation de la température de paroi interne du cylindre et d'une acquisition de données, la sonde développée par Sohal et Field ne constitue qu'une amélioration de la sonde développée par Marner et al. Les résultats obtenus par Marner et al sont en parfait accord avec les résultats obtenus par Temu et al

(Figure II.12).

De telles sondes ne peuvent pas, de par leur construction, être montées à la place du tube d'un échangeur. De plus, elles nécessitent la dérivation du circuit de refroidissement des tubes de l'installation industrielle ou la mise en place de leur propre circuit de refroidissement. D'autre part, elles sont disposées dans l'écoulement gazeux à des positions généralement éloignées de celles des échangeurs de chaleur pour ne pas perturber le transfert thermique à leur niveau.

II.3.3.5. La sonde en régime transitoire

Cette sonde [Chiron et al 1984] est constituée d'un noyau cylindrique creux chauffé intérieurement par une résistance électrique. Huit saignées longitudinales situées sur le périmètre extérieur du tube reçoivent des secteurs chauffés, eux aussi, par des résistances électriques internes. Un matériau isolant (le Rohacell) est intercalé entre chaque secteur et le noyau. L'énergie électrique est fournie à chacun des éléments chauffants par une alimentation qui lui est propre (Figure II.14).

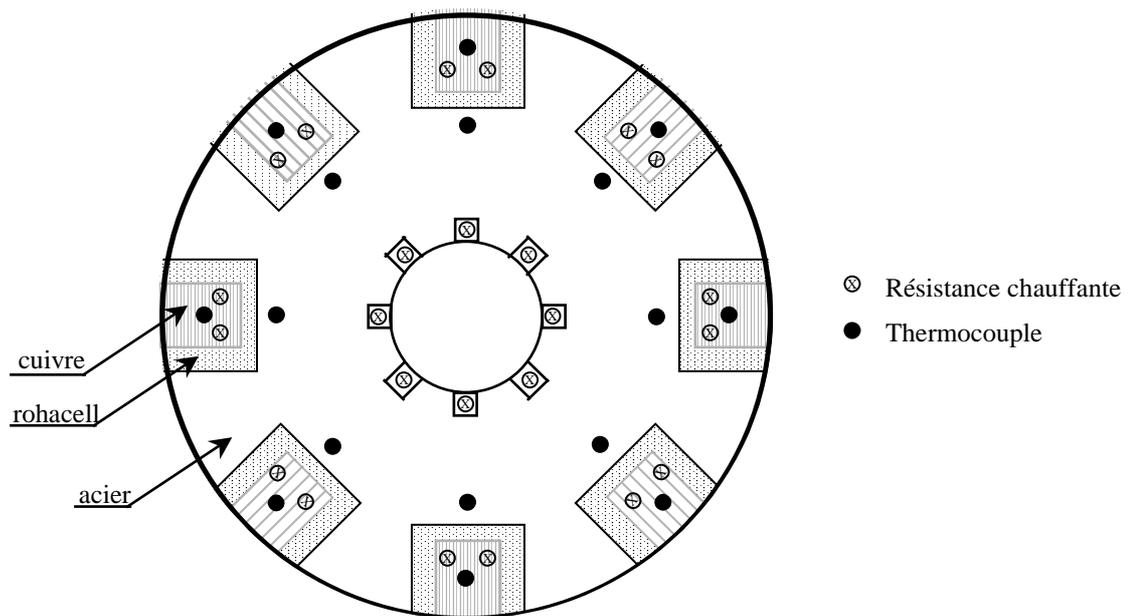


Figure II.14 : Dispositif développé par Chiron et al

Ce dispositif est destiné à mesurer la dégradation de l'échange thermique autour d'un seul tube chauffé placé dans un écoulement diphasique (air et particules) à la température ambiante dans une configuration d'écoulement à courants croisés. Les expérimentations ont été réalisées dans des conditions de laboratoire en écoulement froid où seul le tube était chauffé et porté à une température homogène de 100° Celsius. La veine d'essai dans laquelle est insérée la sonde est constituée d'un tube de diamètre

intérieur 250 millimètres sur une longueur de 4 mètres où un système de génération de particules de chlorure d'ammonium assure l'ensemencement de l'air.

La mesure du coefficient d'échange global est réalisée en régime transitoire à partir de l'évolution de la température de chacun des secteurs chauffants. En effet, ce coefficient de transfert est obtenu à partir de la décroissance de la température de chacun des secteurs après l'arrêt du chauffage lorsque le dispositif est isotherme tel que :

$$\left(\frac{dT}{dt} \right)_{t=0} = \frac{-hS}{\rho C_p V} T_0 \quad (\text{II.4})$$

Ainsi, cette mesure du coefficient d'échange global s'apprécie par la mesure de la pente de la décroissance de la température.

Afin de garantir une précision suffisante à cette technique de mesure, Chiron et al imposent les contraintes suivantes :

- les secteurs chauffants doivent être isothermes ;
- le produit de la masse volumique par la chaleur spécifique ρC_p du matériau constituant le secteur de mesure doit être minimale afin d'assurer la plus grande sensibilité de la chute de température à l'échange extérieur ;
- les échanges de chaleur entre le secteur et son support doivent être négligeables devant l'échange extérieur afin de minimiser l'erreur de mesure du coefficient d'échange à partir de la pente de la température.

Les résultats obtenus à partir de ce capteur en régime d'impaction sont portés sur la Figure II.15 :

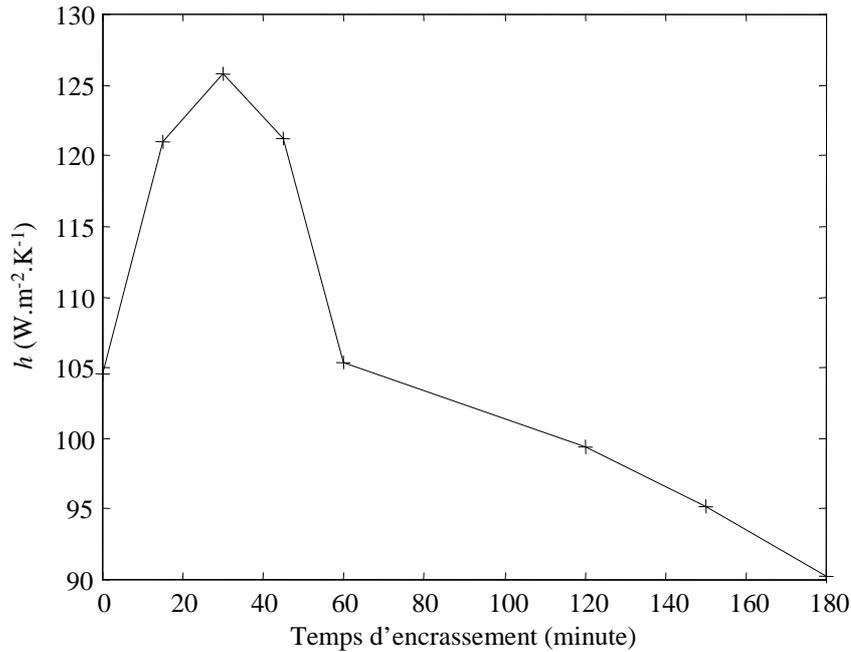


Figure II.15 : Coefficient d'échange global en fonction du temps d'encrassement

D'une manière générale, le coefficient d'échange diminue en fonction du temps d'encrassement. L'augmentation durable (sur une heure) des échanges est expliquée par Chiron et al comme une déviance de l'écoulement d'impaction d'un secteur sur lequel le dépôt est déjà initié vers un autre voisin où le dépôt n'est pas encore formé.

Ce capteur constitue, à notre connaissance, la seule tentative de mise au point d'un dispositif permettant la mesure du coefficient d'échange en régime transitoire pour échangeurs tubulaires à courants croisés. Cependant, le problème majeur inhérent à ce dispositif réside dans son fonctionnement thermique. En effet, le mode de chauffage de ce capteur altère la cinétique de dépôt et impose un sens du gradient thermique en son sein qui n'est pas compatible avec les phénomènes mis en jeu. D'autre part, la mesure d'une pente constitue, en règle générale, un problème mal posé très dépendant du niveau de bruit.

II.4. Conclusion

Ce chapitre présente, dans une première partie, le cahier des charges industriel auquel l'étude a été soumise. Il précise les raisons qui ont motivé le choix d'étudier l'encrassement particulière des échangeurs de chaleurs tubulaires. Le dispositif expérimental *GAZPAR*, dispositif répondant le mieux aux attentes industrielles, a été détaillé dans ce chapitre, soulignant le contexte expérimental de l'étude.

Dans une seconde partie, ce chapitre présente une revue des dispositifs de mesure et de suivi d'encrassement existants à notre connaissance. Cette étude bibliographique montre que ces dispositifs sont peu nombreux mais variés. Certains capteurs ont été envisagés dès les années 1980, en particulier le capteur en régime transitoire développé par Chiron et al mais il s'agissait, à cette époque, du balbutiement des méthodes de traitement du signal. Les différents dispositifs de mesure décrits dans ce chapitre permettent tous d'obtenir des informations sur l'encrassement. Malgré cela, ils sont encore loin de renseigner sur le transfert de chaleur au niveau des échangeurs et de prendre en compte les phénomènes de dépôt mis en jeu.

Il ressort donc le besoin de mettre au point des dispositifs de mesure d'encrassement représentatifs de l'échange dans des conditions thermohydrauliques et encrassantes proches de celles auxquelles sont soumis les échangeurs de chaleur dans les installations industrielles.

La boucle *GAZPAR* semble répondre à ces attentes et sera donc utilisée pour tester les dispositifs de mesure mis au point.

Il s'agit donc de développer et de tester des capteurs permettant la compréhension des phénomènes, constituant ainsi des outils privilégiés de maintenance prédictive.

Chapitre III

Capteur à excitation thermique interne

CHAPITRE III : Capteur à excitation thermique interne

Dans les dernières décennies, plusieurs tentatives ont déjà été menées pour mesurer et suivre l'évolution de l'encrassement particulaire des échangeurs thermiques. La revue des différents dispositifs de mesure existants réalisée au CHAPITRE II laisse apparaître que la part laissée à l'empirisme reste encore grande et que ces capteurs sont encore loin de décrire le transfert de chaleur et l'encrassement au niveau des échangeurs. Malgré le travail considérable qui a été mené, il reste encore des progrès à faire, tout particulièrement dans le développement de méthodes prédictives représentatives de l'échange. L'objectif de notre étude consiste donc à développer un nouveau concept de sonde de mesure d'encrassement.

La méthode choisie ici est une méthode en régime transitoire qui permet d'apporter une réponse plus rapide avec un traitement mieux adapté aux transferts de chaleur considérés.

L'originalité de la sonde envisagée réside dans le fait, d'une part, qu'elle remplace une partie ou la totalité du tube de l'échangeur alors que les méthodes classiques utilisent une sonde intrusive non représentative des mécanismes de dépôt. D'autre part, elle est réalisée dans le même matériau que l'échangeur et ainsi subit les mêmes conditions thermohydrauliques et encrassantes que ce dernier.

La principale originalité du traitement des données associé à ce capteur réside dans le fait qu'il permet d'estimer non seulement le coefficient d'échange, mais aussi la variation de la chaleur volumique de la paroi soumise à l'encrassement.

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons, dans un premier temps, à l'étude d'un cas simple sur un fil résistif où différentes méthodes d'estimation seront détaillées. Ces méthodes d'estimation préfigurent l'étude du capteur dans des conditions industrielles. Dans un second temps, le capteur à excitation thermique interne sera présenté ainsi que l'étude en milieu industriel associée dans laquelle aucune concession sur l'environnement (bruit de mesure, conditions thermohydrauliques, conditions encrassantes...) ne sera effectuée.

III.1. Etude préliminaire dans un cas simple

Avant toutes choses et afin d'étudier la faisabilité du capteur envisagé, un dispositif expérimental simple à partir d'un fil résistif a été réalisé. Une variation de température par effet Joule est générée au sein du fil métallique grâce à un générateur de tension qui produit un échelon de flux. Cette réponse en température est mesurée grâce à un thermocouple de type K d'un diamètre de soudure chaude de 1.10^{-4} mètre. Une des difficultés majeures de ce dispositif provient de l'utilisation d'un thermocouple sur le fil. Plusieurs tentatives ont été réalisées afin qu'il ne perturbe que très peu la mesure. Ce thermocouple est maintenu en contact avec le fil résistif par simple traction de ses deux fils constitutifs. Cette implantation constitue le meilleur compromis trouvé. Pour palier ces difficultés, le même type d'expérimentation, lors duquel la mesure de l'élévation de température serait effectuée par la mesure de la variation de résistivité du fil grâce à la méthode du fil chaud [Stalhane et Pyk 1931], aurait pu être utilisé. L'ensemble du dispositif est soumis aux pertes par convection h (Figure III.1). Il est considéré ici que la convection à la surface de ce fil est le seul mode de transfert et que le flux généré est concentré uniquement dans le volume V du capteur filaire.

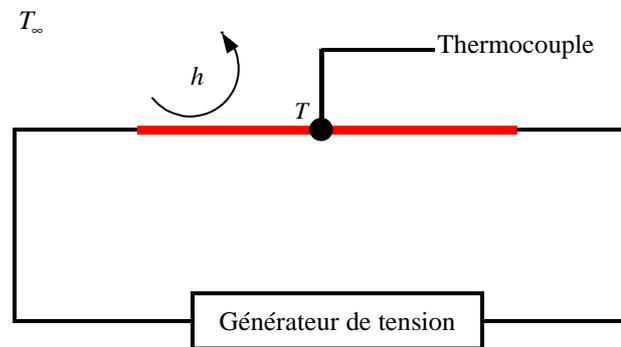


Figure III.1 : Schéma du dispositif expérimental

III.1.1. Modèle direct

Les caractéristiques de ce fil, bonne conductivité thermique et faible diamètre, permettent de l'assimiler thermiquement à un petit corps ($Bi < 5.10^{-3}$). Ces caractéristiques sont portées dans le Tableau III.1.

Longueur L (m)	$27,8.10^{-2} \pm 0,1.10^{-2}$
Rayon r (m)	$1,49.10^{-4} \pm 0,01.10^{-4}$
Surface S (m ²)	$2,6.10^{-4} \pm 0,01.10^{-4}$
Volume V (m ³)	$1,95.10^{-8} \pm 0,01.10^{-8}$
Conductivité thermique λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	$19,5 \pm 0,1$
Chaleur volumique ρC_p (J.m ⁻³ .K ⁻¹)	$3,35.10^6 \pm 0,01.10^6$

Tableau III.1 : Caractéristiques du fil

L'équation régissant le système s'écrit de la façon suivante :

$$\rho C_p V \frac{dT}{dt} = \phi(t) - hS(T - T_\infty) \quad (\text{III.1})$$

où

- $\rho C_p V$ représente la chaleur volumique du fil en conditions propres (J.K⁻¹)
- $\phi(t) = Q.H(t)$ est la puissance dégagée par effet Joule (W)
- $H(t)$ est la fonction de Heaviside
- h représente le coefficient d'échange convectif avec l'air (W.m⁻².K⁻¹)
- S est la surface du fil

Cette équation admet pour solution :

$$T(t) = \frac{Q}{hS} (1 - e^{-\frac{hS}{\rho C_p V} t}) + T_0 \quad (\text{III.2})$$

L'encrassement de ce fil a pour conséquence de modifier la valeur des paramètres de transfert $\rho C_p V$ et h . Afin de mettre en place une méthode d'estimation fiable de ces paramètres, il est important de calculer les coefficients de sensibilités réduits du modèle à ces grandeurs.

III.1.2. Etude de sensibilité

III.1.2.1. Définition

Soit $\eta(t, \beta)$ une variable d'état calculée par le modèle direct où :

- t représente le temps,
- β représente le vecteur des paramètres tel que $\beta = [\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_p]$.

Dans notre cas, la variable d'état représente la réponse en température T .

Le coefficient de sensibilité de la variable d'état $\eta(t, \beta)$ par rapport au paramètre β_j à l'instant t_n s'écrit :

$$X_j(t_n, \beta) = \frac{\partial \eta(t, \beta)}{\partial \beta_j} \quad (\text{III.3})$$

X_j indique quantitativement la variation du modèle à l'instant considéré lorsque le paramètre β_j varie.

Dans la plupart des cas, tel le notre, plusieurs paramètres entrent en jeu. Les comparaisons entre les différents coefficients de sensibilité deviennent délicates puisqu'ils peuvent ne pas avoir la même unité. Il est alors utile de définir les coefficients de sensibilité réduits dont les unités sont identiques à celle de la variable d'état tels que :

$$X_j^*(t_n, \beta) = \beta_j \frac{\partial \eta(t, \beta)}{\partial \beta_j} = \beta_j X_j(t_n, \beta) \quad (\text{III.4})$$

Ainsi, les coefficients de sensibilité réduits déterminent la variation absolue de la variable d'état engendrée par une variation relative du paramètre considéré.

Le plus souvent, la méthode des perturbations puis la méthode des différences finies sont utilisées pour calculer ces coefficients :

$$X_j^*(t_n, \beta) = \beta_j \frac{\eta(t, \beta_j + \delta\beta_j) - \eta(t, \beta_j - \delta\beta_j)}{2\delta\beta_j} \quad (\text{III.5})$$

III.1.2.2. Coefficients de sensibilité du modèle direct aux paramètres de transfert

Les coefficients de sensibilités réduits du modèle direct aux paramètres $\rho C_p V$ et h en fonction du temps sont portés sur la Figure III.2. Ils ont été calculés à partir des valeurs suivantes : $h = 35 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$; $\rho C_p V = 0,065 \text{ W}$; $Q = 0,02 \text{ W}$; $T_0 = 20^\circ\text{C}$ et $S = 2,6.10^{-4} \text{ m}^2$.

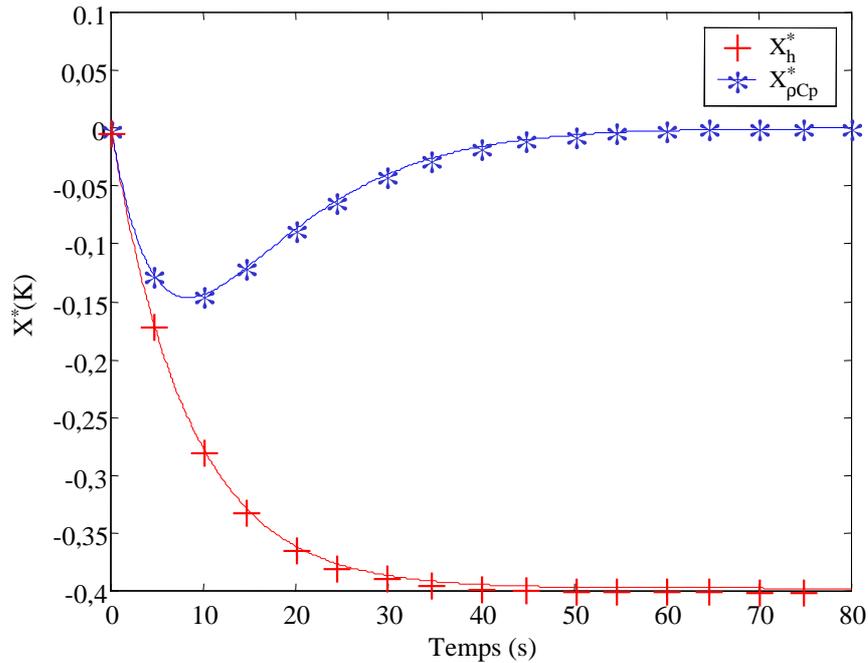


Figure III.2 : Coefficients de sensibilité réduits à $\rho C_p V$ et h

Cette étude de sensibilité prouve que la réponse en température du système est sensible aux variations de $\rho C_p V$ et h . En effet, la réponse en température du système est sensible à h sur tout le domaine temporel (coefficient de sensibilité réduit à h non nul sur tout le domaine temporel), et à $\rho C_p V$ pour des temps inférieurs à 50 secondes (coefficient de sensibilité réduit à $\rho C_p V$ non nul pour des temps inférieurs à 50 secondes).

Il est à noter que ces paramètres sont corrélés pour un temps inférieur à deux secondes. Il est alors possible qu'un biais apparaisse pour ces temps lors de l'estimation.

III.1.3. Méthodes d'estimation des paramètres

Le propos n'est pas ici seulement de construire un modèle qui décrit au mieux l'expérience mais de développer deux stratégies possibles dans l'estimation des paramètres :

- La première à partir des valeurs nominales du modèle direct (cf III.1.3.1) ;
- La seconde à partir des sensibilités expérimentales (cf III.1.3.2 et III.1.3.3) ;

décrivant ainsi les principes qui seront utilisés lors de l'étude en conditions industrielles.

III.1.3.1. Méthode d'estimation à partir des valeurs nominales du modèle direct

Les coefficients de sensibilité réduits du modèle direct aux paramètres sont dépendants des paramètres : le problème d'estimation est donc non linéaire. Toutefois, il est possible de le linéariser grâce au développement asymptotique suivant :

$$T(t) - T_0 = \frac{Q}{hS} \left(1 - e^{\frac{-hS}{(\rho C_p V)_0} t} + \Delta(\rho C_p V) \frac{\partial f}{\partial (\rho C_p V)} \right) \text{ où } f = \left(1 - e^{\frac{-hS}{(\rho C_p V)^t} t} \right) \quad (\text{III.6})$$

avec $\frac{\partial f}{\partial (\rho C_p V)} = \frac{-hSt}{(\rho C_p V)_0^2} e^{\frac{-hS}{(\rho C_p V)_0} t}$

Le coefficient d'échange convectif h est un paramètre incertain, il peut fluctuer. Toutefois, il est raisonnable d'admettre qu'il suit un aléa gaussien d'écart-type σ_h constant.

Ainsi, le problème d'estimation peut se mettre sous la forme suivante :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} T(t_1) \\ \vdots \\ T(t_n) \end{bmatrix}}_{[T]} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & f_1 & \left(\frac{\partial f}{\partial (\rho C_p V)} \right)_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & f_n & \left(\frac{\partial f}{\partial (\rho C_p V)} \right)_n \end{bmatrix}}_{[X]} \underbrace{\begin{bmatrix} T_0 \\ Q/hS \\ Q/hS \Delta(\rho C_p V) \end{bmatrix}}_{[\beta]} \quad (\text{III.7})$$

Ainsi, nous cherchons ici à estimer les paramètres suivants maîtrisant les valeurs de T_0 , de S et de Q :

En conditions propres	En conditions encrassantes
T_0 et Q/hS	$T_0, Q/hS$, et $Q/hS \Delta(\rho C_p V)$

$\Delta(\rho C_p V)$ représentant la variation de la chaleur volumique du fil résistif due à l'encrassement par rapport à sa valeur nominale en conditions propres.

L'estimateur de β au sens des moindres carrés linéaires [Beck et Arnold 1977] s'écrit :

$$[\beta] = [X' X]^{-1} X' [T] \quad (\text{III.8})$$

L'incertitude associée à l'estimation de chacun des paramètres β_j est obtenue à partir de la formule suivante :

$$\text{cov}(\beta) = [X^t X]^{-1} \sigma^2 \quad (\text{III.9})$$

où σ^2 représente la variance des paramètres estimés.

III.1.3.2. Méthode d'estimation à partir des sensibilités expérimentales

Pour des raisons de facilité d'écriture et de compréhension, nous adoptons, uniquement dans les paragraphes III.1.3.2 à III.1.4.3, les notations suivantes :

$$\begin{aligned} hS &= \mathcal{H} \\ \rho C_p V &= \mathcal{C} \\ T(t, hS, \rho C_p V) - T_0 &= T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

Il a été vu précédemment que la réponse en température du système pouvait s'écrire telle que :

$$T(t, hS, \rho C_p V) - T_0 = \frac{Q}{hS} (1 - e^{-\frac{hS}{\rho C_p V} t}) = \frac{Q}{hS} f\left(\frac{hS}{\rho C_p V} t\right) \quad (\text{III.11})$$

Avec les nouvelles notations, il vient :

$$T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} (1 - e^{-\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} f\left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t\right) \quad (\text{III.12})$$

L'encrassement du fil a pour conséquence de modifier la valeur des paramètres de transfert h et $\rho C_p V$.

III.1.3.2.1. Méthode d'estimation simultanée de $\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et $\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$

Il s'agit ici d'une méthode d'estimation séquentielle autorégressive.

La réponse en température du système en ne considérant, dans un premier temps, qu'une variation du coefficient d'échange convectif h s'écrit :

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \Delta \mathcal{H} \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{H}} \right) \quad (\text{III.13})$$

Ainsi, il vient :

$$\begin{aligned}
 T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C}) &= \frac{Q}{(\mathcal{H} + \Delta\mathcal{H})} \left[f\left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right) + \Delta\mathcal{H} \left(\frac{\partial f}{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)}{\partial \mathcal{H}} \right) \right] \\
 &= \frac{Q}{\mathcal{H} \left(1 + \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}\right)} \left[f\left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right) + \Delta\mathcal{H} \left(\frac{\partial f}{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)}{\partial \mathcal{H}} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{ III.14 }$$

Après un développement au premier ordre de $\frac{1}{\mathcal{H} \left(1 + \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}\right)}$, l'équation (III.14)

devient :

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} \left(1 - \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}\right) \left[f\left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right) + \Delta\mathcal{H} \left(\frac{\partial f}{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)}{\partial \mathcal{H}} \right) \right] \tag{ III.15 }$$

Il est à remarquer que :

$$\Delta\mathcal{H} \left(\frac{\partial f}{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right)}{\partial \mathcal{H}} \right) = \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} t \frac{\partial f}{\partial t} \tag{ III.16 }$$

Ainsi, il vient :

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} \left(1 - \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}}\right) \left[f\left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}}t\right) + \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} t \frac{\partial f}{\partial t} \right] \tag{ III.17 }$$

d'où

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} \left[-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + t \frac{\partial (T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\partial t} \right] \tag{ III.18 }$$

Par identification de l'équation (III.18) avec l'équation (III.13), il est possible d'écrire :

$$\frac{1}{\mathcal{H}} \left[-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + t \frac{\partial(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\partial t} \right] = \frac{\partial(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\partial \mathcal{H}} \quad (\text{III.19})$$

Le coefficient de sensibilité de $T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})$ à \mathcal{H} est ainsi entièrement calculable à partir de la réponse en température expérimentale et de sa dérivée temporelle.

De la même manière, la réponse en température du système en ne considérant, cette fois, qu'une variation de la chaleur volumique $\rho C_p V$ s'écrit :

$$T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \Delta \mathcal{C} \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{C}} \right) \quad (\text{III.20})$$

Ainsi, il vient :

$$T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} \left[f \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t \right) + \Delta \mathcal{C} \left(\frac{\partial f}{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t \right)} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t \right)}{\partial \mathcal{C}} \right) \right] \quad (\text{III.21})$$

d'où :

$$T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) = \frac{Q}{\mathcal{H}} \left[f \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t \right) - \frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}} t \frac{\partial f \left(\frac{\mathcal{H}}{\mathcal{C}} t \right)}{\partial t} \right] \quad (\text{III.22})$$

d'où :

$$T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) - \frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}} t \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial t} \right) \quad (\text{III.23})$$

Par identification de l'équation (III.23) avec l'équation (III.20), il est possible d'écrire :

$$\frac{1}{\mathcal{C}} \left[\frac{T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\Delta \mathcal{C}} - t \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{C}} \right) \right] = \frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{C}} \quad (\text{III.24})$$

Le coefficient de sensibilité de $T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})$ à \mathcal{C} est ainsi entièrement calculable à partir de la réponse en température expérimentale et de sa dérivée temporelle.

Ainsi, au premier ordre, en combinant les équations (III.18) et (III.25), il est possible d'écrire :

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} \left[-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + t \frac{\partial(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\partial t} \right] - \frac{\Delta\mathcal{C}}{\mathcal{C}} t \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{C}} \right) \quad (\text{ III.25 })$$

Par intégration de cette équation, il vient :

$$\int_{t=0}^t \frac{1}{t} (T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C}) - T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})) dt = \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} \left[T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) - \int_{t=0}^t \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt \right] - \frac{\Delta\mathcal{C}}{\mathcal{C}} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) \quad (\text{ III.26 })$$

Apparaissent ici les moments d'ordre -1 \mathcal{M}_{-1} et le contraste thermique tels que :

$$\begin{aligned} \mathcal{M}_{-1}(T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C})) &= \int_{t=0}^t \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C}) dt \\ \mathcal{M}_{-1}(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})) &= \int_{t=0}^t \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt \end{aligned} \quad (\text{ III.27 })$$

et posons:

$$\mathcal{M}_{-1} = \mathcal{M}_{-1}(T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C}) - T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))$$

avec $T(t, \mathcal{H} + \Delta\mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta\mathcal{C}) - T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})$ le contraste thermique

Ainsi, le problème d'estimation peut se mettre sous la forme suivante :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathcal{M}_{-1}(t_1) \\ \vdots \\ \mathcal{M}_{-1}(t_n) \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}_{-1}]} = \underbrace{\begin{bmatrix} T(t_1, \mathcal{H}, \mathcal{C}) - \int_{t=0}^{t_1} \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt & -T(t_1, \mathcal{H}, \mathcal{C}) \\ \vdots & \vdots \\ T(t_n, \mathcal{H}, \mathcal{C}) - \int_{t=0}^{t_n} \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt & -T(t_n, \mathcal{H}, \mathcal{C}) \end{bmatrix}}_{[X]} \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\Delta\mathcal{H}}{\mathcal{H}} \\ \frac{\Delta\mathcal{C}}{\mathcal{C}} \end{bmatrix}}_{[\beta]} \quad (\text{ III.28 })$$

L'estimateur de $[\beta]$ au sens des moindres carrés linéaires [Beck et Arnold 1977]

s'écrit :

$$[\beta] = [X' X]^{-1} X' [\mathcal{M}_{-1}] \quad (\text{ III.29 })$$

L'incertitude associée à l'estimation du vecteur paramètres $[\beta]$ est obtenue à partir de

la formule suivante :

$$\text{cov}(\beta) = [X' X]^{-1} \sigma^2 \quad (\text{ III.30 })$$

où σ^2 représente la variance des paramètres estimés.

Lors de cette méthode d'estimation, il y a un risque que le vecteur $[-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})]$ soit colinéaire au vecteur $\left[T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) - \int_{t=0}^t \frac{1}{t} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt \right]$. Cela signifie que le groupement $t \frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial t}$ est négligeable devant $T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})$ aux temps très longs. Si tel est le cas, la matrice X est mal conditionnée et son inversion devient instable. Pour palier ce problème, il est possible d'estimer les paramètres $\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et $\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$ séparément à des temps différents.

III.1.3.2.2. Méthode d'estimation de $\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et de $\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$ à des temps différents

Il s'agit ici d'une méthode des moments [Degiovanni et Laurent 1986].

Il a été vu précédemment que :

$$T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) = T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}} \left[-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + t \frac{\partial (T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\partial t} \right] - \frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}} t \left(\frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial \mathcal{C}} \right) \quad (\text{III.31})$$

Ainsi, si $t \frac{\partial T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})}{\partial t}$ est négligeable devant $T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})$ aux temps très longs, il vient :

$$\begin{aligned} T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) &= T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) + \frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}} [-T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C})] \\ &= T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) \left[\frac{1}{1 + \frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}} \right] \end{aligned} \quad (\text{III.32})$$

ou encore en intégrant l'équation (III.32) pour ces temps et ainsi en faisant apparaître les moments d'ordre 0 :

$$\underbrace{\int_{t=0}^{t=t_{\max}} T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}) dt}_{\mathcal{M}_0(T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}))} = \left[\frac{1}{1 + \frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}} \right] \underbrace{\int_{t=0}^{t=t_{\max}} T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}) dt}_{\mathcal{M}_0(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))} \quad (\text{III.33})$$

La méthode d'estimation devient alors :

$$\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}} = \frac{\mathcal{M}_0(T(t, \mathcal{H}, \mathcal{C}))}{\mathcal{M}_0(T(t, \mathcal{H} + \Delta \mathcal{H}, \mathcal{C} + \Delta \mathcal{C}))} - 1 \quad \forall t \quad (\text{III.34})$$

et à l'instant $t = t'$ où t' est un temps quelconque, il est possible d'écrire :

$$\frac{\Delta\mathcal{E}}{\mathcal{E}} = \frac{1}{T(t', \mathcal{J}\ell, \mathcal{E})} \left[(-\mathcal{M}_{-1}(T(t', \mathcal{J}\ell, \mathcal{E})) + T(t', \mathcal{J}\ell, \mathcal{E})) \left(\frac{\mathcal{M}_0(T(t', \mathcal{J}\ell, \mathcal{E}))}{\mathcal{M}_0(T(t', \mathcal{J}\ell + \Delta\mathcal{J}\ell, \mathcal{E} + \Delta\mathcal{E}))} - 1 \right) + \mathcal{M}_{-1} \right] \quad (\text{III.35})$$

III.1.4. Résultats obtenus à partir des méthodes d'estimation

Deux batteries d'expériences ont été réalisées à partir de ce dispositif expérimental :

- La première en conditions propres,
- La seconde en conditions encrassantes en simulant l'encrassement par une couche de peinture.

Elles ont permis d'identifier la variation de la chaleur volumique du fil engendrée par l'encrassement ainsi que le coefficient d'échange convectif tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes.

III.1.4.1. Résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation associée aux valeurs nominales

La Figure III.3 compare les résultats obtenus grâce au modèle direct à partir des paramètres estimés par méthode inverse associée aux valeurs nominales du modèle direct et les résultats expérimentaux correspondants.

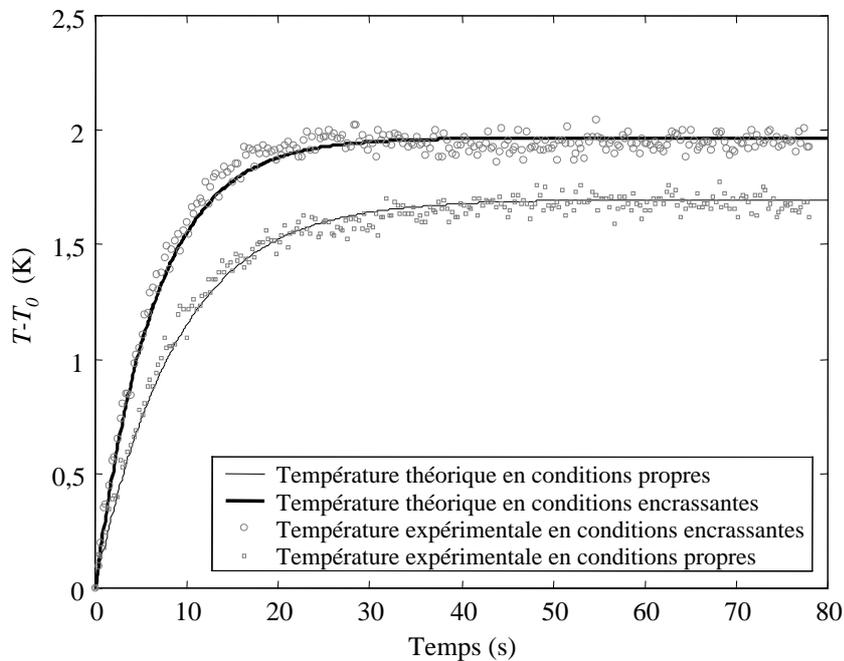


Figure III.3 : Comparaison réponse théorique et réponse expérimentale

Il est à noter la différence de réponse du système entre les cas propre et encrassé.

Dans un premier temps, à partir d'une réponse en température expérimentale en conditions propres, des valeurs nominales du problème et de l'équation (III.7) réduite à deux paramètres, il nous a été possible d'estimer le coefficient d'échange avec l'air en conditions propres.

Dans un second temps, à partir d'une réponse en température expérimentale en conditions encrassantes, des valeurs nominales du problème et de l'équation (III.7), il nous a été possible d'estimer le coefficient d'échange avec l'air et la variation de chaleur volumique du fil due à l'encrassement en conditions encrassantes.

Les valeurs des paramètres obtenus à partir de la méthode inverse (cf III.1.3.1) ainsi que leur écart-type associé sont portées dans le Tableau III.2.

	$h \left(W.m^{-2}.K^{-1} \right)$	$\Delta\rho C_p V \left(J.K^{-1} \right)$
En conditions propres	$39 \pm 3,8.10^{-3}$	-
En conditions encrassantes	$45,2 \pm 5.10^{-3}$	$0,035 \pm 3,5.10^{-3}$

Tableau III.2 : Résultats obtenus par méthode inverse

Afin de savoir si l'estimation des paramètres a été effectuée correctement, il est utile de calculer et de tracer les résidus d'estimation. Ils sont définis par :

$$résidu = T_m - T(\beta) \quad (III.36)$$

Ils renseignent sur la qualité de l'estimation. Ainsi, si les paramètres sont estimés avec une erreur relative faible, les résidus représentent alors le bruit de mesure. Ils doivent donc être à moyenne nulle et aléatoirement centrés autour de zéro.

Sont respectivement portés sur les Figure III.4 et Figure III.5 , les résidus d'estimation correspondant aux cas sans et avec encrassement.

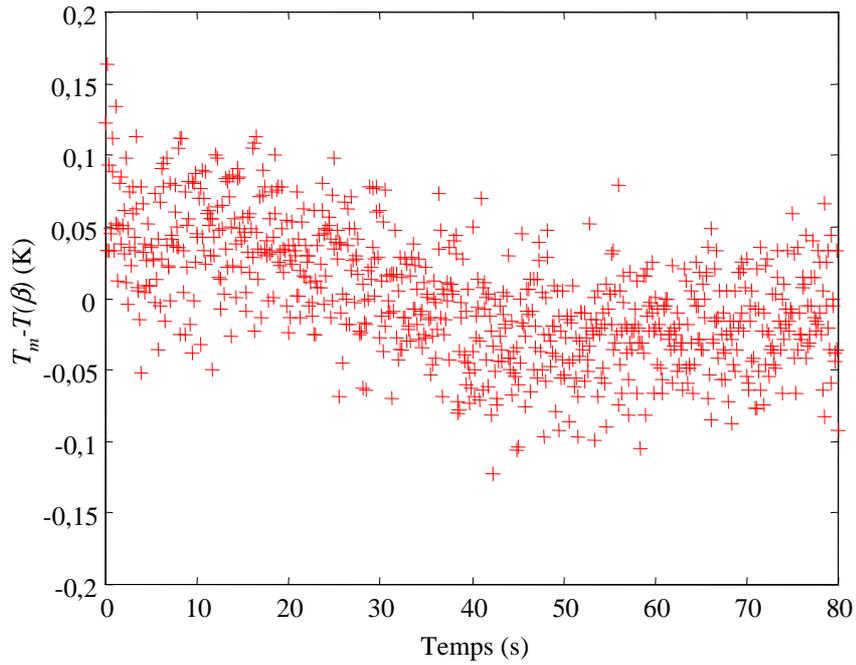


Figure III.4 : Résidus d'estimation en conditions propres

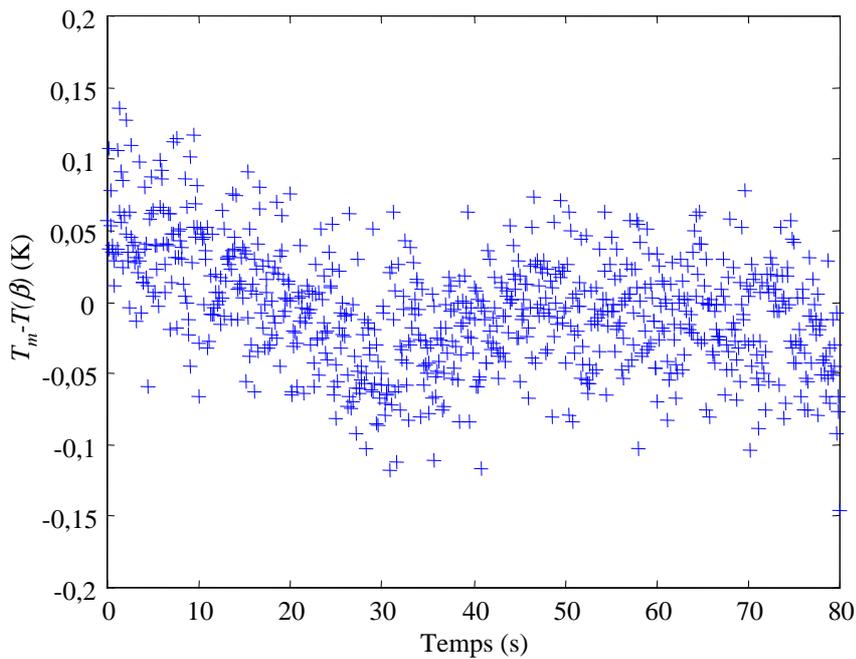


Figure III.5 : Résidus d'estimation en conditions encrassantes

Il faut remarquer un biais dans l'estimation tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes pour un temps inférieur à deux secondes. Il provient du fait que le modèle direct utilisé est approché pour ces temps. Malgré cela, au vu des faibles écarts considérés autour des valeurs nominales des paramètres estimés, l'étude des résidus montre que le modèle décrit par l'équation (III.6) est suffisant.

III.1.4.2. Résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation autorégressive

Les résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation séquentielle autorégressive et leur incertitude associée sont portés dans le Tableau III.3.

$\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$	$\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$
$0,1549 \pm 9,6.10^{-5}$	$0,5280 \pm 5,4.10^{-5}$

Tableau III.3 : Résultats obtenus à partir de la méthode autorégressive

Il est évident que cette méthode apporte un peu moins d'informations que la méthode d'estimation à partir des valeurs nominales puisqu'elle estime $\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et $\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$ au lieu de h et de $\Delta(\rho C_p V)$ mais elle rend le calcul plus accessible puisqu'il est directement réalisé à partir du signal expérimental. La connaissance des valeurs des paramètres h et $\Delta(\rho C_p V)$ à partir de cette méthode autorégressive passe par la connaissance des valeurs nominales du problème. Toutefois, il n'est pas utile de posséder ces valeurs nominales pour effectuer une estimation précise. En effet, il est à remarquer, ici, que l'intervalle de confiance sur les paramètres estimés est plus étroit que celui observé par la méthode d'estimation à partir des valeurs nominales.

III.1.4.3. Résultats obtenus à partir de la méthode des moments

Les résultats obtenus à partir de la méthode d'estimation des moments sont portés dans le Tableau III.4.

$\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$	$\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$
0,1561	0,5242

Tableau III.4 : Résultats obtenus à partir de la méthode des moments

Comme précédemment, il y a ici une perte d'information par rapport à la méthode d'estimation à partir des valeurs nominales du modèle puisque cette méthode estime $\frac{\Delta \mathcal{H}}{\mathcal{H}}$ et $\frac{\Delta \mathcal{C}}{\mathcal{C}}$ au lieu de h et de $\Delta(\rho C_p V)$. Toutefois, elle rend, elle aussi, le calcul plus accessible puisqu'il est directement réalisé à partir du signal expérimental et permet de palier les défauts de la méthode autorégressive.

III.1.5. Conclusion de l'étude sur un cas simple

Ce dispositif simple permet une première approche utilisable non seulement dans le domaine de l'encrassement des échangeurs de chaleur mais aussi dans tous les domaines où il est utile de caractériser des gaz chargés de particules.

Ce premier exemple préfigure l'utilisation que l'on peut faire des méthodes inverses. La principale originalité est, ici, de montrer que les fonctions de sensibilité peuvent être calculées à partir de dérivation de modèles théoriques en considérant des valeurs nominales, ou, par une autre approche, en utilisant une considération plus faible du modèle et une dérivation temporelle du signal.

La faisabilité sur cet exemple simple ayant été montrée, les mêmes principes vont maintenant être utilisés dans le cas industriel plus complexe d'un échangeur de chaleur tubulaire à courants croisés soumis à l'encrassement particulaire.

III.2. Le capteur à excitation thermique interne : Le cas industriel

L'objectif est maintenant de réaliser un capteur utilisant les mêmes principes que ceux précédemment décrits capable de travailler dans des conditions proches des conditions industrielles.

III.2.1. Description du capteur

Ce dispositif, dont une description plus détaillée est portée en ANNEXE II, est formé de plusieurs parties (Figure III.6). Le capteur d'une largeur de 50 mm se présente sous la forme d'un système multicouche géométriquement symétrique. Une résistance chauffante, de 10 millimètres de large, munie de plusieurs thermocouples de type T qui mesurent l'élévation de température, est embrassée par deux couches d'isolant, elles-mêmes entourées de deux couches d'acier. Ainsi, la mesure de température par thermocouples et l'excitation se font simultanément et en un même lieu au sein de ce dispositif. Une alimentation stabilisée permet de fournir un échelon de tension ($Q=2W$) à l'élément chauffant. Après avoir été amplifié, le thermogramme est enregistré et post-traité à l'aide d'un PC. Les couches d'isolant de part et d'autre de la résistance chauffante permettent de maîtriser le flux injecté. En effet, sans leur présence, la circulation d'eau au sein du capteur (fonctionnement en demi échangeur) homogénéiserait la température.

Dans le but de travailler dans des conditions les plus proches possibles de la réalité industrielle, cette sonde est raccordée à deux parties de tube d'un échangeur. De la

même façon, afin de subir les mêmes conditions thermo-hydrauliques et encrassantes que l'échangeur (même si elles sont légèrement modifiées par l'élévation de température générée), les matériaux de surface de ce capteur sont en acier inoxydable.

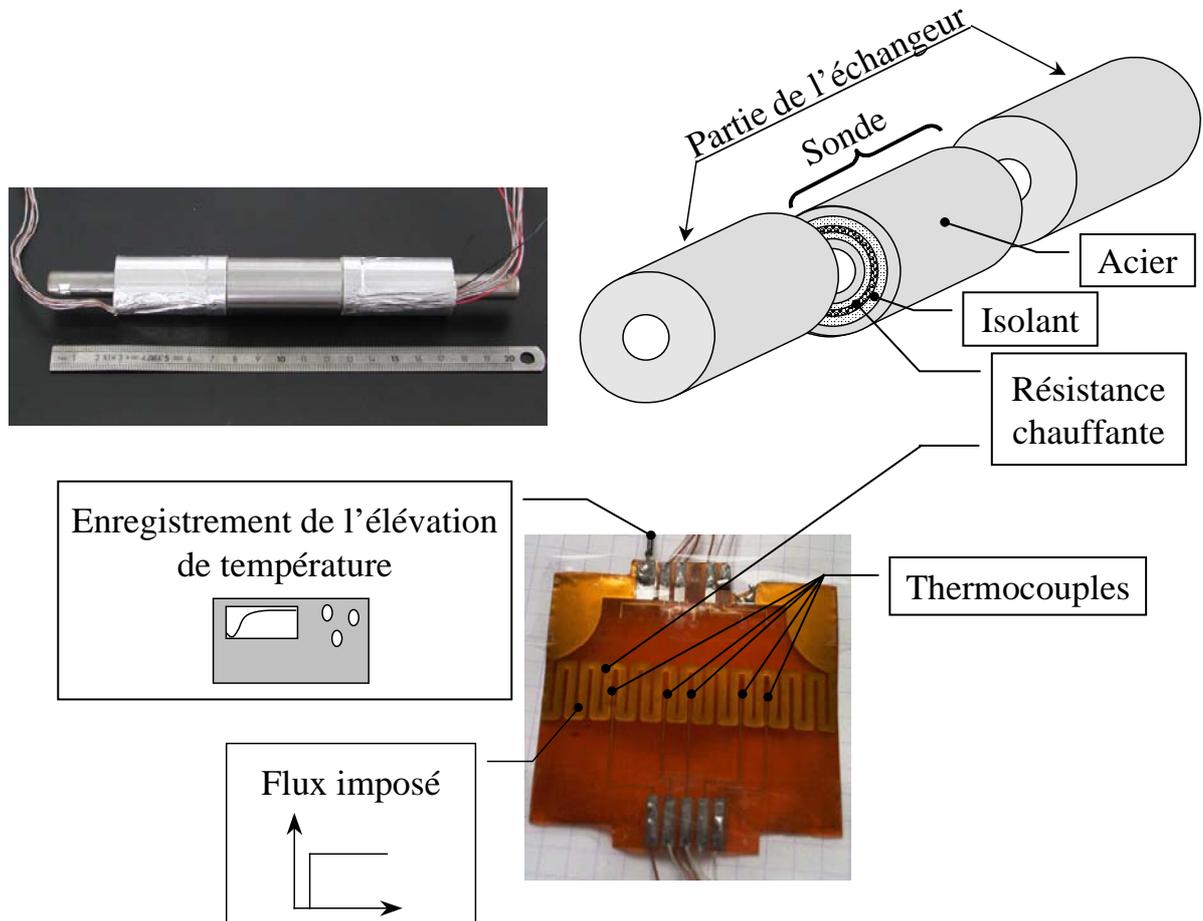


Figure III.6 : Schéma du capteur à excitation thermique interne

Afin d'être testé tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes, ce dispositif est inséré dans la section d'essai de *GAZPAR* (cf paragraphe II.2.1). Avant chaque essai, il est nécessaire d'attendre la stabilisation thermique et hydraulique de l'installation. Ainsi, le capteur à excitation thermique interne est considéré initialement à l'équilibre thermique avec le milieu extérieur : il est soumis à un régime de convection forcée sur sa couche la plus extérieure par l'air et la circulation d'eau en son sein fixe sa température de paroi interne.

III.2.2. Modèle direct

La modélisation de ce problème 3D transitoire (Figure III.7) est obtenue grâce à l'utilisation de la méthode des quadripôles thermiques [Maillet *et al* 2000], associés à

chaque couche en géométrie cylindrique, à l'aide de transformations intégrales. Les propriétés thermiques des matériaux utilisés sont supposées constantes au cours de l'expérience. En outre, une condition de symétrie du coefficient d'échange avec l'air par rapport au plan $x = 0$ est imposée. En effet, la fréquence des lâchés tourbillonnaires en aval du cylindre est de l'ordre de 40 Hertz dans nos conditions opératoires. L'effet de sillage peut donc être négligé.

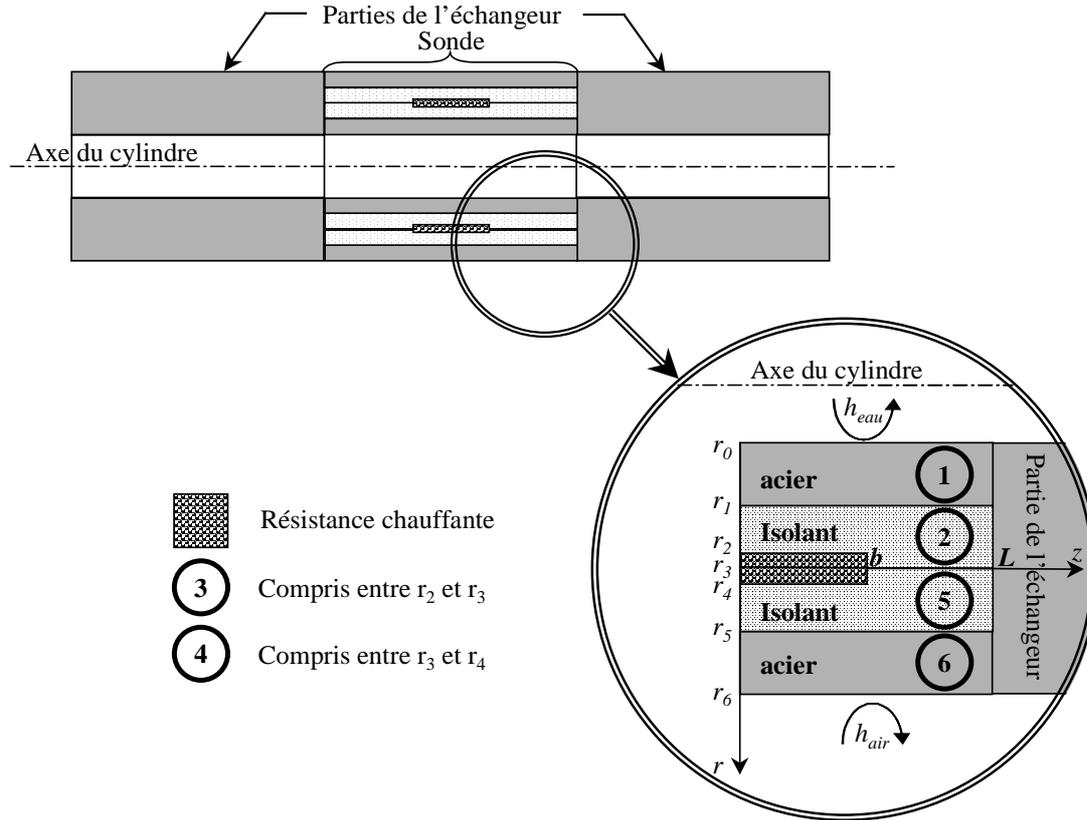


Figure III.7 : Modélisation du problème

La température recherchée est donc solution de l'équation de la chaleur 3D transitoire en coordonnées cylindriques et de ses conditions aux limites associées suivantes :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r, z, x, t)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T(r, z, x, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(r, z, x, t)}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T(r, z, x, t)}{\partial t} \quad (\text{III.37})$$

$$\text{en } r = r_3 \quad \phi^+(r_3^+, 0 < z < b, x, t) = \phi^-(r_3^-, 0 < z < b, x, t) + Q(r_3, z, x, t) \quad (\text{III.38})$$

$$\text{en } r = r_6 \quad -\lambda S_{air} \frac{\partial T(r_6, z, x, t)}{\partial r} = h_{air}(r, x) S_{air} (T_{paroi\ air}) \quad (\text{III.39})$$

$$\text{en } r = r_0 \quad T(r_0, z, x, t) = 0 \quad (\text{III.40})$$

$$\text{en } z = 0 \quad \frac{\partial T(r, 0, x, t)}{\partial z} = 0 \quad (\text{condition de symétrie}) \quad (\text{III.41})$$

$$\text{en } z = L \quad T(r, L, x, t) = 0 \quad (\text{III.42})$$

$$\text{en } x = 0 \quad \frac{\partial T(r, z, 0, t)}{\partial x} = 0 \quad (\text{condition de symétrie}) \quad (\text{III.43})$$

$$\text{en } x = \pi \quad \frac{\partial T(r, z, \pi, t)}{\partial x} = 0 \quad (\text{condition de symétrie}) \quad (\text{III.44})$$

III.2.2.1. Résolution du modèle direct par la méthode des quadripôles thermiques

Compte tenu des symétries du problème suivant les coordonnées x et z , une double transformée de Fourier en cosinus sur ces dites variables d'espace associée à une transformée de Laplace sur la variable temporelle est appliquée telle que :

$$\tau(r, \alpha_n, k, p) = \int_0^\infty \int_0^L \int_0^\pi T(r, z, x, t) \cos(\alpha_n z) \cos(kx) e^{-pt} dx dz dt$$

$$\text{avec } \alpha_n = \frac{\left(n + \frac{1}{2}\right)\pi}{L} \quad (\text{III.45})$$

où k et n sont des entiers naturels.

Il est à noter que si la condition de symétrie du coefficient d'échange h_{air} n'est pas respectée, une transformée de Fourier en exponentielle complexe, selon la variable x , correspondant à des conditions de périodicité entre $x=0$ et $x=2\pi$ serait plus appropriée.

L'équation de la chaleur dans l'espace transformé s'écrit alors :

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\tau(r, \alpha_n, k, p)}{dr} \right) = \left(\frac{p}{a} + \alpha_n^2 + \frac{k^2}{r^2} \right) \tau(r, \alpha_n, k, p) \quad (\text{III.46})$$

Cette équation admet pour solution générale :

$$\tau(r, \alpha_n, k, p) = C_1 I_k \left(\sqrt{\frac{p}{a} + \alpha_n^2} r \right) + C_2 K_k \left(\sqrt{\frac{p}{a} + \alpha_n^2} r \right) \quad (\text{III.47})$$

où C_1 et C_2 représentent les constantes d'intégration. I_k et K_k sont respectivement les fonctions modifiées de Bessel de première et de seconde espèce d'ordre k .

La transformée du flux appliqué grâce à la résistance chauffante dans l'espace transformé de Laplace Fourier s'écrit alors :

$$\tilde{\phi}(r_s, \alpha_n, k, p) = \frac{Q}{p} \frac{\sin(\alpha_n b)}{\alpha_n} \frac{\sin(kx)}{k} \quad (\text{III.48})$$

L'intégration des équations (III.46) et (III.48) permet d'établir une relation linéaire entre les transformées des vecteurs température-flux à l'entrée ($r = r_e$) et à la sortie ($r = r_s$) d'une couche cylindrique d'épaisseur ($r_s - r_e$) telle que :

$$\begin{bmatrix} \tau(r, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}(r, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix}_{r_e} = \mathfrak{M} \begin{bmatrix} \tau(r, \alpha_n, k, p) \\ \phi(r, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix}_{r_s} = \begin{bmatrix} \mathfrak{A} & \mathfrak{B} \\ \mathfrak{C} & \mathfrak{D} \end{bmatrix}_{r_e, r_s} \begin{bmatrix} \tau(r, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}(r, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix}_{r_s} \quad (\text{III.49})$$

où les coefficients \mathfrak{A} , \mathfrak{B} , \mathfrak{C} , et \mathfrak{D} sont calculés à partir de l'équation (III.47) et des conditions aux limites :

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{A} &= \gamma r_s \left[I_k(\gamma r_e) K_{k+1}(\gamma r_s) + I_{k+1}(\gamma r_s) K_k(\gamma r_e) \right] \\ \mathfrak{B} &= \frac{1}{\pi \lambda} \left[I_k(\gamma r_s) K_k(\gamma r_e) - I_k(\gamma r_e) K_k(\gamma r_s) \right] \\ \mathfrak{C} &= \pi \lambda r_e r_s \gamma^2 \left[I_{k+1}(\gamma r_s) K_{k+1}(\gamma r_e) - I_{k+1}(\gamma r_e) K_{k+1}(\gamma r_s) \right] \\ \mathfrak{D} &= \gamma r_e \left[I_k(\gamma r_s) K_{k+1}(\gamma r_e) + I_{k+1}(\gamma r_e) K_k(\gamma r_s) \right] \end{aligned} \right\} \text{avec } \gamma = \sqrt{\frac{p}{a} + \alpha_n^2} \quad (\text{III.50})$$

Ainsi, chacune des 6 couches - numérotées de 1 à 6 en partant de celle au contact de l'eau (Figure III.7) - constituant le capteur à excitation thermique interne peut être décrite par sa propre matrice. Les coefficients de chaque quadripôle sont indiqués par le numéro de la couche correspondante.

Il est alors possible d'écrire :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \tau(r_3, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}^+(r_3, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_4 & \mathfrak{B}_4 \\ \mathfrak{C}_4 & \mathfrak{D}_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & \mathfrak{R} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_5 & \mathfrak{B}_5 \\ \mathfrak{C}_5 & \mathfrak{D}_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & \mathfrak{R} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_6 & \mathfrak{B}_6 \\ \mathfrak{C}_6 & \mathfrak{D}_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau(r_6, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}^-(r_6, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_{côté_air} & \mathfrak{B}_{côté_air} \\ \mathfrak{C}_{côté_air} & \mathfrak{D}_{côté_air} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau(r_6, \alpha_n, k, p) \\ h_{air} \pi r_6 L \tau(r_6, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (III.51)$$

et

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{\phi}^-(r_0, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_1 & \mathfrak{B}_1 \\ \mathfrak{C}_1 & \mathfrak{D}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & \mathfrak{R} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_2 & \mathfrak{B}_2 \\ \mathfrak{C}_2 & \mathfrak{D}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & \mathfrak{R} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_3 & \mathfrak{B}_3 \\ \mathfrak{C}_3 & \mathfrak{D}_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau(r_3, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}^+(r_3, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_{côté_eau} & \mathfrak{B}_{côté_eau} \\ \mathfrak{C}_{côté_eau} & \mathfrak{D}_{côté_eau} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau(r_3, \alpha_n, k, p) \\ \tilde{\phi}^-(r_3, \alpha_n, k, p) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (III.52)$$

où \mathfrak{R} représente la résistance de contact entre les différentes couches.

La température au niveau de l'élément chauffant s'écrit alors :

$$\tau(r_3, \alpha_n, k, p) = \left[\frac{\mathfrak{C}_{côté_air} + \mathfrak{D}_{côté_air} h_{air} S_{air}}{\mathfrak{A}_{côté_air} + \mathfrak{B}_{côté_air} h_{air} S_{air}} + \frac{\mathfrak{A}_{côté_eau}}{\mathfrak{B}_{côté_eau}} \right]^{-1} \tilde{\phi}^-(r_3, \alpha_n, k, p) \quad (III.53)$$

avec $\tilde{\phi}^-(r_3, \alpha_n, k, p) = \tilde{\phi}^-(r_3, \alpha_n, k, p) - \tilde{\phi}^+(r_3, \alpha_n, k, p)$.

A ce stade, nous étudions uniquement le problème 2D transitoire où le coefficient d'échange convectif h_{air} est considéré comme homogène suivant x ($k = 0$). Il vient alors :

$$\tau(r_3, \alpha_n, 0, p) = \left[\frac{\mathfrak{C}_{côté_air} + \mathfrak{D}_{côté_air} h_{air} S_{air}}{\mathfrak{A}_{côté_air} + \mathfrak{B}_{côté_air} h_{air} S_{air}} + \frac{\mathfrak{A}_{côté_eau}}{\mathfrak{B}_{côté_eau}} \right]^{-1} \tilde{\phi}^-(r_3, \alpha_n, 0, p) \quad (III.54)$$

Cette condition traduit le fait que nous travaillons dorénavant à partir de la moyenne des différentes réponses en température mesurées par le capteur suivant l'angle x .

L'élément chauffant est de forte conductivité thermique dans le sens radial et azimutal, et de très faible conductivité thermique dans le sens longitudinal. Il peut donc être considéré comme purement capacitif. Le quadripôle qui lui est associé peut alors être réduit tel que :

$$\begin{bmatrix} \mathfrak{A}_3 & \mathfrak{B}_3 \\ \mathfrak{C}_3 & \mathfrak{D}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_4 & \mathfrak{B}_4 \\ \mathfrak{C}_4 & \mathfrak{D}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \mathfrak{C}_{res} & 1 \end{bmatrix} \text{ avec } \mathfrak{C}_{res} = \frac{1}{2} (\rho C_p)_{res} \pi b p (r_s^2 - r_e^2) \quad (III.55)$$

Une autre façon de le prendre en compte aurait été de le faire intervenir comme un terme source dans l'écriture quadripolaire.

Le retour dans l'espace réel (r, z) s'écrit :

$$\theta(r_3, z, p) = \frac{2}{L} \sum_{n=0}^N \tau(r_3, \alpha_n, p) \cos(\alpha_n z) \quad (\text{III.56})$$

La transformation inverse de Laplace est réalisée à partir de l'algorithme de Gaver Stehfest [Stehfest 1970].

III.2.2.2. Discussions sur le modèle direct

A ce stade, le modèle présenté comporte de nombreuses approximations difficilement vérifiables telles que :

- 1) La validité du coefficient d'échange convectif en régime permanent et en régime transitoire. En effet, il a été vu au CHAPITRE I, que la notion de coefficient d'échange moyen, lors d'un écoulement d'air en convection forcée autour d'une surface et en particulier autour d'un cylindre, est une notion très controversée. Par conséquent, le fait de considérer le coefficient d'échange convectif avec l'air comme une valeur moyenne constitue déjà en soi une approximation.
- 2) les conditions aux limites particulièrement en $z = L$ où la température est considérée comme nulle. En effet, il s'agit là de la représentation du contact entre le multicouche constituant le capteur et la partie métallique simulant l'échangeur. L'approximation réside dans le fait que nous considérons une condition aux limites de type Dirichlet y compris en ce qui concerne le contact entre les couches isolantes du capteur et la partie métallique qui constitue l'échangeur.
- 3) La valeur des résistances de contact. En effet, même si beaucoup de précautions ont été prises lors de la conception de ce capteur, il est difficile de les appréhender.
- 4) Les propriétés thermo-physiques et l'approximation 1D de l'élément chauffant. En effet, de par sa conception (cf ANNEXE II), ses propriétés thermo-physiques sont difficilement appréciables. De plus, le fait de considérer que la résistance chauffante est d'épaisseur nulle, de forte conductivité thermique dans le sens radial et azimutal et de très faible conductivité thermique dans le sens longitudinal constitue une vision assez simpliste du problème.

Néanmoins, ce modèle permet de dimensionner le capteur et d'étudier sa sensibilité aux différents paramètres.

III.2.3. Dimensionnement du capteur et étude de sensibilité

La construction de ce capteur à excitation thermique interne a été soumise, avant toute chose, à des contraintes technologiques. En effet, afin d'être le plus représentatif possible des transferts de chaleur et de l'encrassement au sein des échangeurs, les couches au contact de l'air et de l'eau ont été réalisées en acier inoxydable, matériau constitutif d'un grand nombre de tubes d'échangeurs. L'étude de sensibilité du modèle direct aux nombreux paramètres du problème nous a ensuite permis de fixer les différentes valeurs des paramètres manquants tels les épaisseurs des différentes couches ou la nature de l'isolant.

III.2.3.1. Aide au dimensionnement

Afin de caractériser l'évolution de l'encrassement autour du capteur, deux paramètres entrant en jeu dans notre modèle direct apparaissent comme primordiaux :

- le coefficient d'échange convectif avec l'air h_{air}
- la chaleur volumique ρC_p de la paroi métallique du capteur soumise à l'encrassement.

En effet, l'encrassement du capteur entraîne une modification de ces deux paramètres de transfert de la même manière que pour le dispositif expérimental à partir du fil résistif (cf paragraphe III.1). Ainsi, pour dimensionner le capteur afin qu'il réalise le meilleur compromis entre contraintes industrielles et sensibilité à h_{air} et ρC_p , il paraît utile de tracer les coefficients de sensibilité réduits du modèle direct à ces deux paramètres en fonction de plusieurs valeurs d'épaisseurs de couche, de conductivité thermique, de chaleur volumique de l'isolant....

De la même façon qu'au paragraphe III.1.2.2, ne sont présentés ici que les coefficients de sensibilité réduits de la réponse en température aux paramètres considérés.

Pour exemple, les Figure III.8 et Figure III.9 représentent respectivement les coefficients de sensibilité réduits à h_{air} et ρC_p en fonction des valeurs de la conductivité thermique de la couche (5) de l'isolant la plus proche de l'air (Figure III.7) variant de 0,25 à 40 W.m⁻¹.K⁻¹.

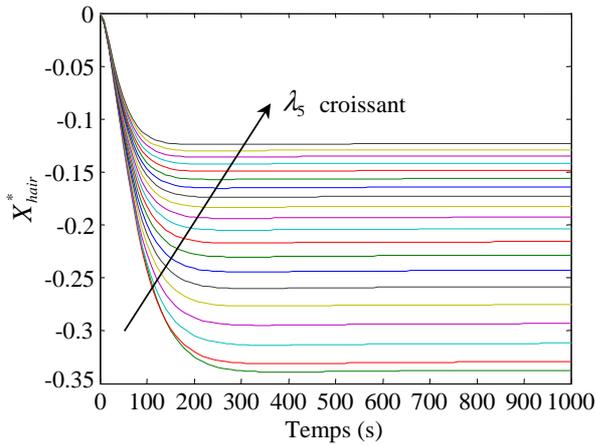


Figure III.8 : Sensibilité réduite à h_{air} en fonction des valeurs de λ_5 (conductivité thermique de la couche d'isolant côté air)

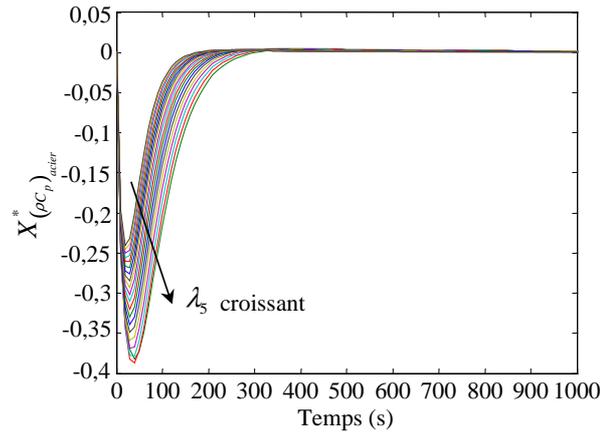


Figure III.9 : Sensibilité réduite à ρC_p en fonction des valeurs de λ_5 (conductivité thermique de la couche d'isolant côté air)

Il faut remarquer que plus la conductivité thermique de cette couche est grande, plus la réponse en température du capteur est sensible à ρC_p , mais moins elle est sensible à h_{air} .

Ainsi, l'isolant disponible dans le commerce répondant au mieux aux différentes contraintes et sensibilités est le Téflon. De la même façon, les différentes épaisseurs de couches ont été fixées à 2 millimètres.

Ainsi, les caractéristiques du capteur à excitation thermique interne sont portées dans le Tableau III.5 :

Acier	Epaisseur de couche	$e_{acier} = 2.10^{-3}$ m
	Largeur	$2L = 50.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{acier} = 16,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{acier} = 4.10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Isolant	Epaisseur de couche	$e_{Tef} = 2.10^{-3}$ m
	Largeur	$2L = 50.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{Tef} = 0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{Tef} = 2,2.10^5 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Résistance chauffante	Epaisseur de couche	$e_{res} = 0,2.10^{-3}$ m
	Largeur	$b = 10.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{res} = 0,15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{res} = 1,5.10^5 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Partie de l'échangeur	Largeur	$l = 50.10^{-3}$ m
	Rayon interne	$r_0 = 5.10^{-3}$ m
	Rayon externe	$r_6 = 13.10^{-3}$ m

Tableau III.5 : Caractéristiques du capteur

III.2.3.2. Etude de sensibilité du modèle aux paramètres h_{air} et ρC_p

Ainsi, les coefficients de sensibilité réduits à h_{air} et à ρC_p ont été calculés à partir des valeurs des paramètres reportées dans le Tableau III.5 pour les matériaux choisis. Ils sont portés sur la Figure III.10.

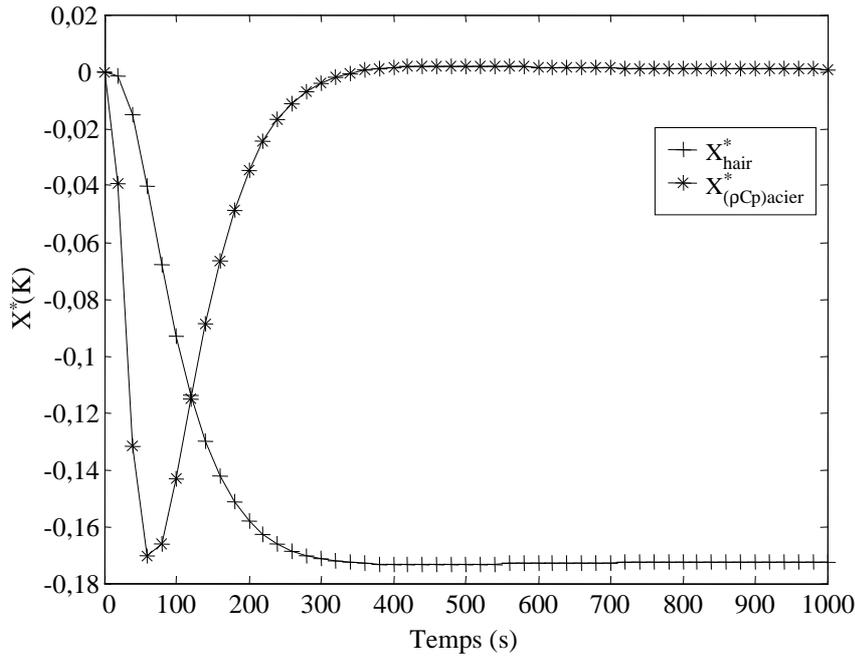


Figure III.10 : Coefficients de sensibilité réduits à ρC_p et h_{air}

Cette étude de sensibilité prouve que la réponse en température du capteur est sensible aussi bien au coefficient d'échange avec l'air qu'à la chaleur volumique de la paroi soumise à l'encrassement. Toutefois, il n'est sensible à la chaleur volumique que pour des temps inférieurs à 300 secondes alors qu'il est sensible au coefficient d'échange convectif sur tout le domaine temporel.

III.2.4. Modèles simplifiés 1D transitoires

Avant toutes choses, pour des raisons pédagogiques et de simplicité, un modèle simplifié 1D transitoire a été développé en conditions propres et en conditions encrassantes en considérant une couche d'encrassement homogène autour du capteur d'épaisseur e_d .

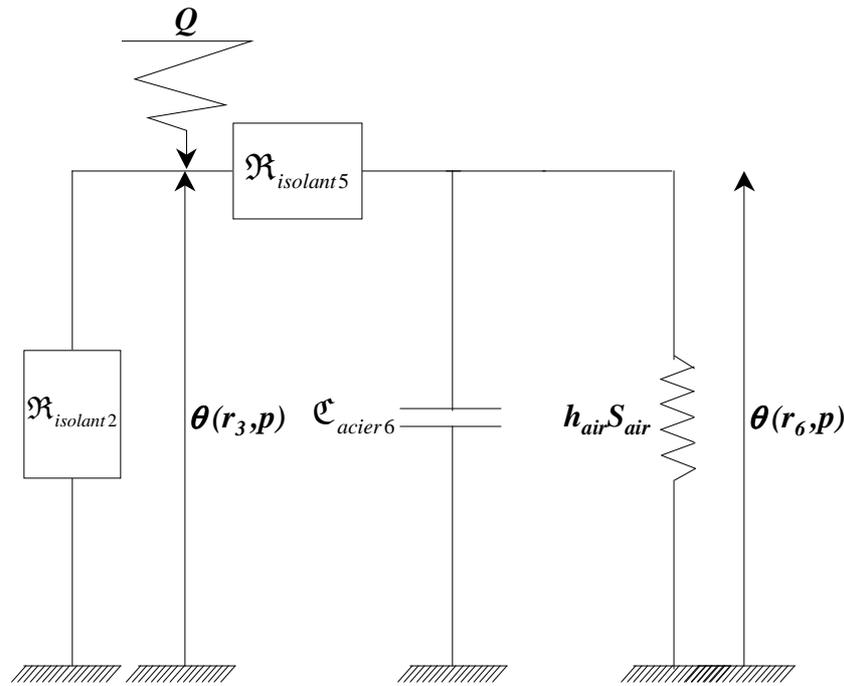
III.2.4.1. Modèle simplifié 1D transitoire en conditions propres

Les hypothèses réalisées pour simplifier le modèle sont les suivantes :

- Les couches d'isolant du capteur sont considérées comme uniquement résistives ;
- Les couches métalliques du capteur sont considérées comme uniquement capacitatives ;
- L'inertie de la résistance chauffante est considérée comme négligeable ;
- Les résistances de contact sont considérées comme négligeables ;

- L'eau circule à vitesse suffisamment élevée pour fixer la température de la couche d'acier à son contact ;
- Le transfert de chaleur est considéré comme unidirectionnel suivant la variable d'espace r .

La représentation électrique équivalente du problème considéré est portée sur la Figure III.11.



Avec les notations correspondant à:

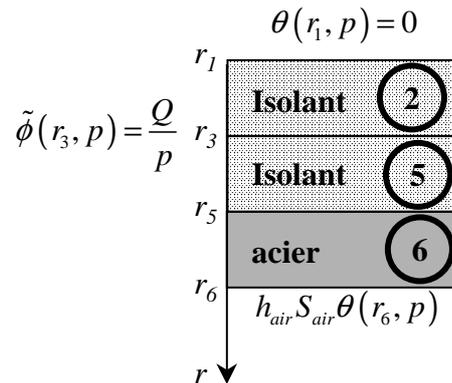


Figure III.11 : Représentation électrique du problème en conditions propres

La température recherchée est solution de l'équation de la chaleur et des conditions aux limites associées suivantes :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r,t)}{\partial r} \right) = \frac{1}{a} \frac{\partial T(r,t)}{\partial t} \quad (\text{III.57})$$

$$\text{en } r = r_3 \quad -\lambda \frac{\partial T(r_3,t)}{\partial r} = Q(r_3,t) \quad (\text{III.58})$$

$$\text{en } r = r_6 \quad -\lambda \frac{\partial T(r_6,t)}{\partial r} = h_{\text{air}} S_{\text{air}} (T_{\text{paroi air}}) \quad (\text{III.59})$$

$$\text{en } r = r_1 \quad T(r_1,t) = 0 \quad (\text{III.60})$$

Pour résoudre ce problème de manière analytique, une transformée de Laplace est appliquée sur la variable temporelle telle que :

$$\theta(r, p) = \int_0^{+\infty} T(r,t) e^{-pt} dt \quad (\text{III.61})$$

L'équation de la chaleur dans l'espace transformé de Laplace s'écrit alors :

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\theta(r, p)}{dr} \right) = \frac{p}{a} \theta(r, p) \quad (\text{III.62})$$

La transformée du flux dans l'espace de Laplace s'écrit alors :

$$\tilde{\phi}(r_3, p) = \frac{Q}{p} \quad (\text{III.63})$$

Ainsi, grâce au formalisme des quadripôles thermiques, et de la même manière que précédemment, il est possible d'écrire la température recherchée telle que :

$$\theta(r_3, p) = \frac{Q}{p} \left[\frac{\mathfrak{R}_{\text{isolant2}} + \mathfrak{R}_{\text{isolant5}} \mathfrak{R}_{\text{isolant2}} h_{\text{air}} S_{\text{air}} + p (\mathfrak{R}_{\text{isolant5}} \mathfrak{R}_{\text{isolant2}} \mathfrak{C}_{\text{acier6}})}{1 + h_{\text{air}} S_{\text{air}} (\mathfrak{R}_{\text{isolant5}} + \mathfrak{R}_{\text{isolant2}}) + p \mathfrak{C}_{\text{acier6}} (\mathfrak{R}_{\text{isolant5}} + \mathfrak{R}_{\text{isolant2}})} \right] \quad (\text{III.64})$$

La transformée inverse de Laplace peut ici s'effectuer de manière totalement analytique. Par conséquent, la température recherchée en conditions propres dans l'espace réel s'écrit :

$$T_{propre}(r_3, t) = \frac{Q(\mathcal{R}_{isolant5}\mathcal{R}_{isolant2})}{(\mathcal{R}_{isolant5} + \mathcal{R}_{isolant2})} + \left[\frac{Q\mathcal{R}_{isolant2}^2}{[1 + h_{air}S_{air}(\mathcal{R}_{isolant5} + \mathcal{R}_{isolant2})](\mathcal{R}_{isolant5} + \mathcal{R}_{isolant2})} \right] \cdot \left(1 - e^{-t/\tau_{propre}} \right) \quad (III.65)$$

$$\text{avec } \tau_{propre} = \frac{(\mathcal{R}_{isolant5} + \mathcal{R}_{isolant2})\mathcal{C}_{acier6}}{[1 + h_{air}S_{air}(\mathcal{R}_{isolant5} + \mathcal{R}_{isolant2})]} = \mathcal{R}_{propre_glob} \cdot \mathcal{C}_{propre_glob}$$

où τ_{propre} représente la constante de temps caractéristique en conditions propres.

Ainsi, la réponse en température du modèle simplifié en conditions propres est portée sur la Figure III.12 :

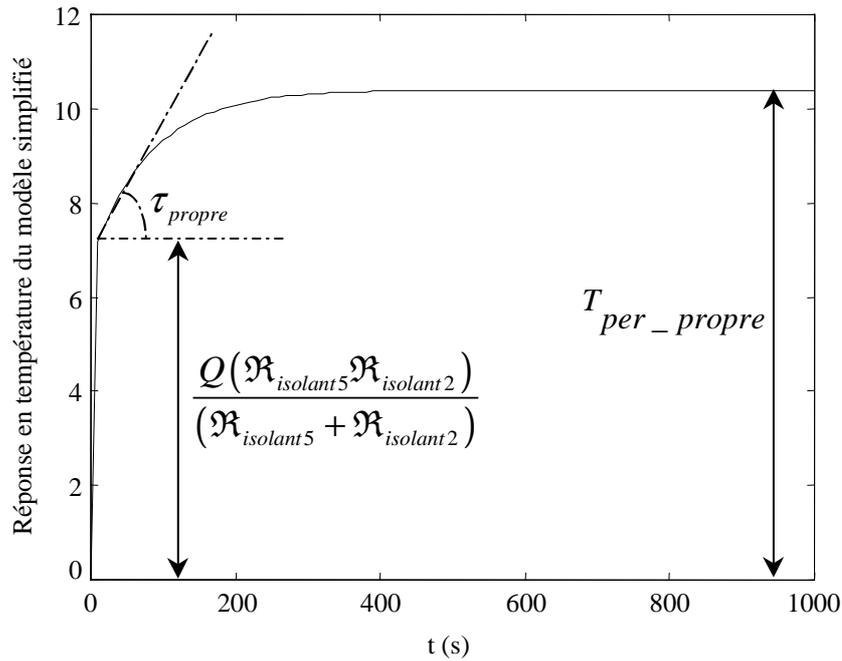


Figure III.12 : Réponse en température du modèle simplifié en conditions propres

III.2.4.2. Modèle simplifié 1D transitoire en conditions encrassantes

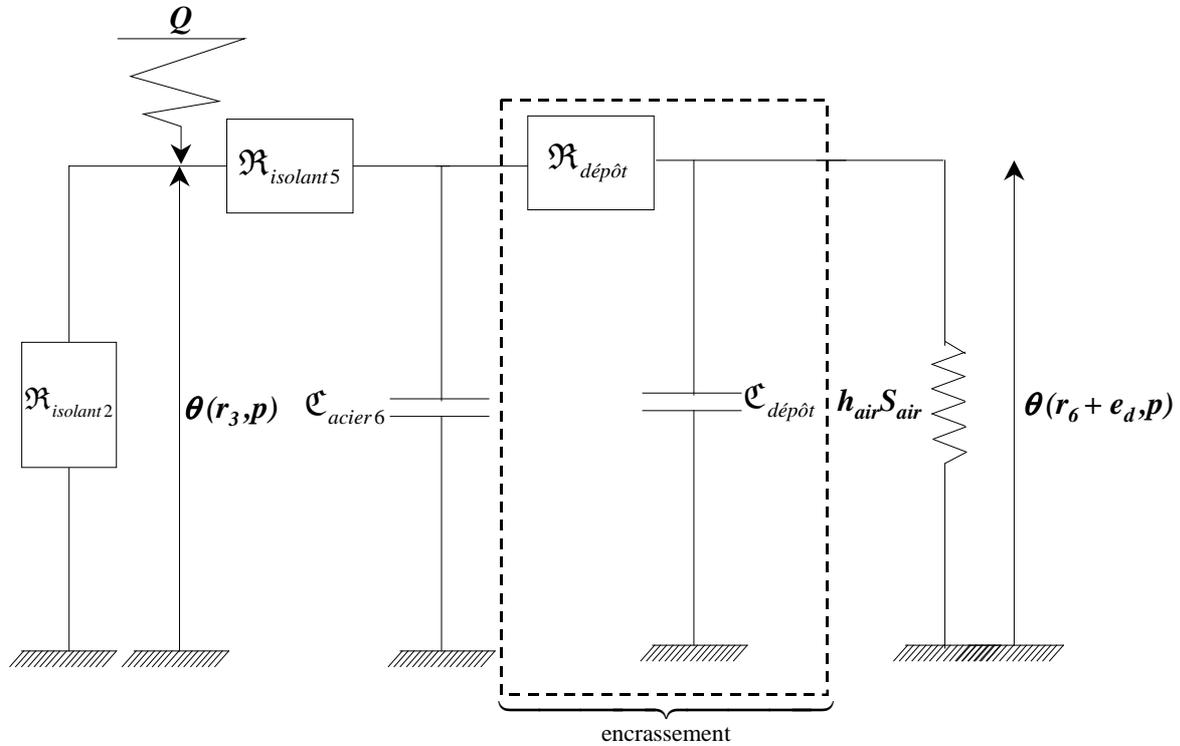
Les hypothèses réalisées pour simplifier le modèle sont les suivantes :

- Les couches d'isolant du capteur sont considérées comme uniquement résistives ;
- Les couches métalliques du capteur sont considérées comme uniquement capacitives ;
- L'inertie de la résistance chauffante est considérée comme négligeable ;
- Les résistances de contact sont considérées comme négligeables ;
- L'eau circule à vitesse suffisamment élevée pour fixer la température de la couche d'acier à son contact ;

- La couche de dépôt sur le capteur est supposée homogène de conductivité thermique $\lambda_d = 0,07 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et de chaleur volumique $(\rho C_p)_d = 3,5.10^5 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$.

- Le transfert de chaleur est considéré comme unidirectionnel suivant la variable d'espace r .

La représentation électrique équivalente du problème considéré est portée sur la Figure III.13.



Avec les notations correspondant à:

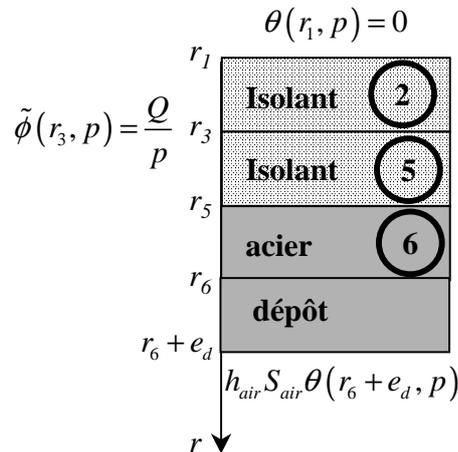


Figure III.13 : Représentation électrique du problème en conditions encrassantes

En procédant de la même façon qu'au paragraphe III.2.4.1, la température recherchée dans l'espace réel en conditions encrassantes s'écrit :

$$T_{dépôt}(r_3, t, e_d) = \frac{Q(\mathfrak{R}_{air} \mathfrak{R}_{eau})}{(\mathfrak{R}_{air} + \mathfrak{R}_{eau})} + \left[\frac{Q \mathfrak{R}_{eau}^2 (1 + \mathfrak{R}_{dépôt} h_{air} S_{air})}{\underbrace{\left[1 + h_{air} S_{air} (\mathfrak{R}_{air} + \mathfrak{R}_{eau} + \mathfrak{R}_{dépôt}) \right]}_{T_{per_dépôt}} (\mathfrak{R}_{air} + \mathfrak{R}_{eau})} \right] \cdot \left(1 - e^{-t/\tau_{dépôt}} \right) \quad (III.66)$$

avec $\tau_{dépôt} = \frac{(\mathfrak{R}_{air} + \mathfrak{R}_{eau})(1 + \mathfrak{R}_{dépôt} h_{air} S_{air}) \mathfrak{C}}{\left[1 + h_{air} S_{air} (\mathfrak{R}_{air} + \mathfrak{R}_{eau}) \right]} = \mathfrak{R}_{dépôt_glob} \cdot \mathfrak{C}_{dépôt_glob}$

où $\tau_{dépôt}$ représente la constante de temps caractéristique en conditions encrassantes dans laquelle $\mathfrak{C} = \mathfrak{C}_{acier6} + \mathfrak{C}_{dépôt}$.

Ainsi, la réponse en température du modèle simplifié en conditions encrassantes est portée sur la Figure III.14 :

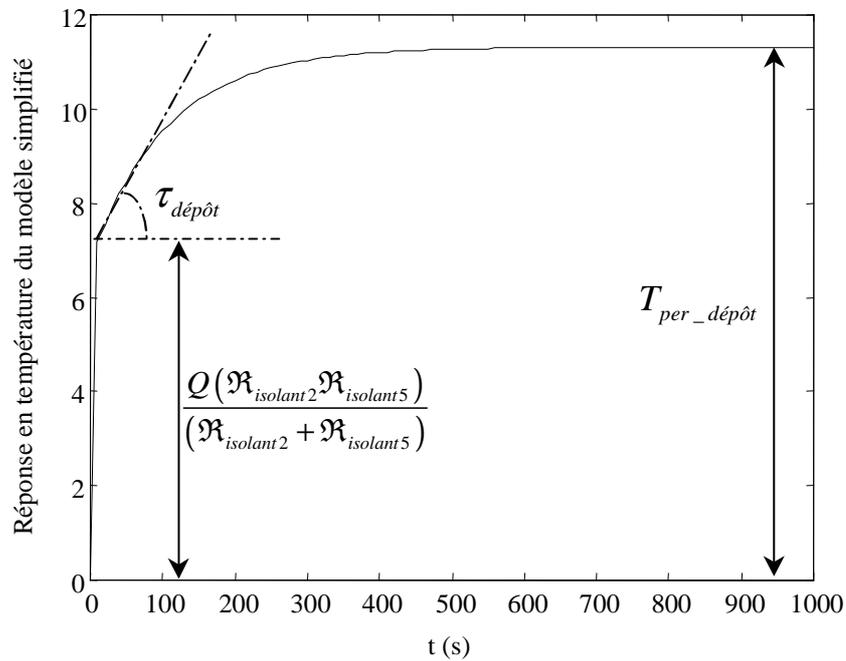


Figure III.14 : Réponse en température du modèle simplifié en conditions encrassantes

III.2.5. Résultats

Afin d'obtenir des résultats tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes, le capteur à excitation thermique interne est inséré dans la section d'essai de GAZPAR (cf paragraphe II.2.1).

III.2.5.1. Résultats en conditions propres

Dans un premier temps, une série de mesures en conditions propres en fonction du débit d'air ont été réalisées. Nous avons choisi de réaliser ces essais pour une température de l'air de 50°C et pour des débits d'air variant de 50 à 100 Nm³.h⁻¹ correspondant à des

nombre de Reynolds calculés à partir du diamètre du cylindre compris entre $3,7 \cdot 10^3$ et $7,4 \cdot 10^3$. Les réponses en température obtenues à partir de ce capteur pour différentes conditions de débits sont présentées sur la Figure III.15 :

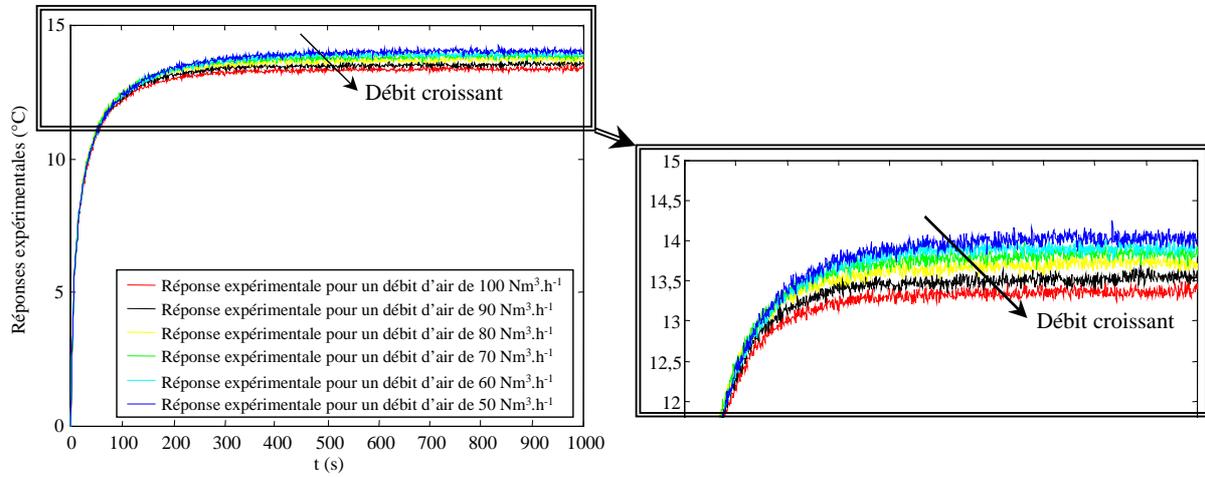


Figure III.15 : Réponses en températures expérimentales obtenues à partir du capteur en fonction de différentes conditions de débits en conditions propres

De prime abord, il apparaît sur cette figure qu'une variation du débit d'air, i.e. une variation du coefficient d'échange convectif, induit seulement une variation de l'amplitude de la réponse en température expérimentale du capteur.

Compte tenu du caractère bruité des résultats obtenus en conditions quasi-industrielles, il est important d'utiliser des méthodes adaptées à ce type de données. Plutôt que d'utiliser le modèle décrit au paragraphe III.2.2, nous préférons effectuer une étude de sensibilité expérimentale consistant à dériver numériquement les données expérimentales $T_{\text{exp}}(r_3, t, \text{débit})$ obtenues à partir du capteur après les avoir normées [Perez et al 2003]. Les réponses en température expérimentales normées en conditions propres $T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit})$ s'écrivent telles que :

$$T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit}) = \frac{T_{\text{exp}}(r_3, t, \text{débit})}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N T_{\text{exp}}(r_3, t_n, \text{débit})} \quad (\text{III.67})$$

On voit ici apparaître le moment d'ordre 0 tel que :

$$T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit}) = \frac{T_{\text{exp}}(r_3, t, \text{débit})}{\frac{1}{N \Delta t} \mathcal{M}_0(T_{\text{exp}}(r_3, t_n, \text{débit}))} \quad (\text{III.68})$$

Ainsi, le coefficient de sensibilité expérimental $X_{\text{exp_débit}}$ s'exprime par :

$$\begin{aligned}
 X_{\text{exp_débit}} &= \frac{\partial(T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit}))}{\partial(\text{débit})} \\
 &= \frac{T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit}_i) - T_{\text{propre_normée}}(r_3, t, \text{débit}_j)}{(\text{débit}_i - \text{débit}_j)}
 \end{aligned}
 \tag{III.69}$$

Les différents coefficients de sensibilité expérimentaux au coefficient d'échange convectif sont portés sur la Figure III.16 :

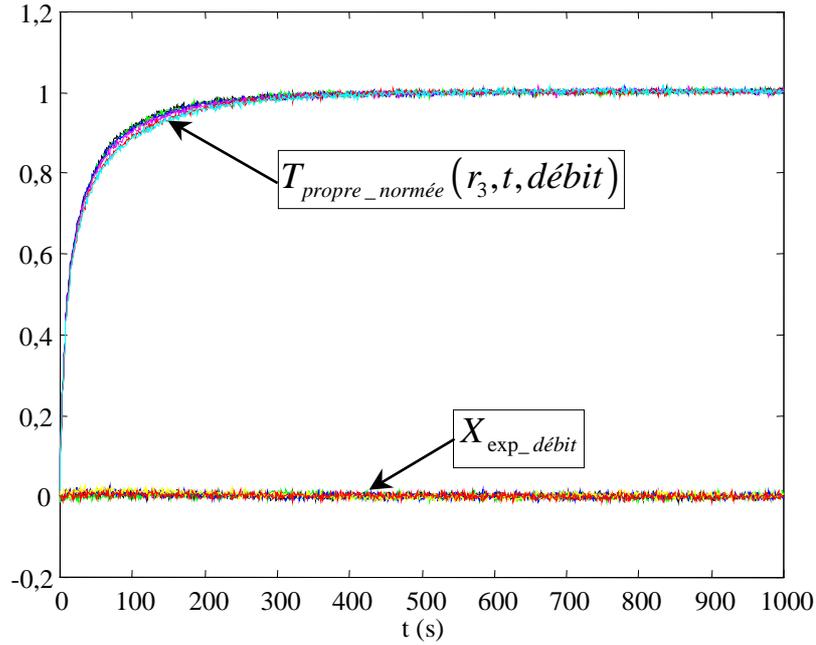


Figure III.16 : Réponses en températures expérimentales normées pour différents débits et coefficients de sensibilité expérimentaux

Cette figure met en évidence que les coefficients de sensibilité expérimentaux au coefficient d'échange convectif h_{air} sont nuls sur tout le domaine temporel considéré. Ainsi, cette étude de sensibilité expérimentale montre qu'une variation du coefficient d'échange h_{air} n'occasionne qu'une variation de l'amplitude du signal définie par $f(h_{air})$ alors qu'elle n'occasionne aucune variation de la courbe enveloppe du signal définie par $g(t)$. Ainsi, la réponse en température du capteur peut être mise sous la forme suivante :

$$T_{\text{propre}}(r_3, t) = f(h_{air}) \cdot g(t)
 \tag{III.70}$$

où $g(t)$ est la courbe enveloppe du signal et $f(h_{air})$ son amplitude indépendante du temps.

Pour une petite variation du coefficient d'échange h_{air} , la relation (III.70) peut être linéarisée grâce à un développement de Taylor telle que :

$$T_{propres}(r_3, t) \approx \left[f(h_{air0}) + \Delta h_{air} \frac{\partial f}{\partial h_{air}} \right] \cdot g(t) \quad (III.71)$$

L'intérêt est ici de pouvoir traiter le signal dans son intégralité (régime transitoire inclus) tel que :

$$\begin{aligned} f(h_{air}) &= \left([g(t)]^T [g(t)] \right)^{-1} [g(t)]^T [T_{propres}(r_3, t)] \\ &= \frac{1}{\sum_{n=1}^N g^2(t_n)} \sum_{n=1}^N g(t_n) \cdot T_{propres}(r_3, t_n) \end{aligned} \quad (III.72)$$

Il est aussi possible de calculer l'intervalle de confiance de cette estimation tel que :

$$\text{cov}(f(h_{air})) = \left([g(t)]^T [g(t)] \right)^{-1} \sigma_T^2 \quad (III.73)$$

Même si le signal est bruité, il est alors possible de déterminer le nombre de points d'acquisition N afin de diminuer l'influence du bruit de mesure. Dans notre cas, $N = 1000$ points.

Ainsi, la Figure III.17 représente la variation de l'amplitude $f(h_{air})$ estimée en fonction des différents débits considérés. Elle montre aussi que la prise en compte du régime instationnaire améliore nettement l'erreur commise sur l'estimation.

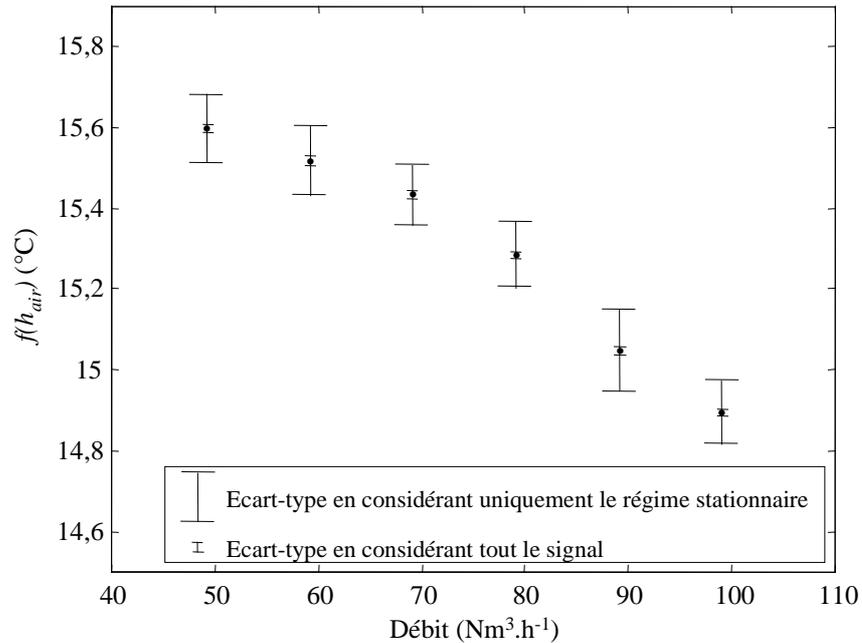


Figure III.17 : Variation de l'amplitude du signal $f(h_{air})$ estimée en fonction des débits et écart-types associés pour $N=1000$ points

Néanmoins, l'un des inconvénients de cette méthode est lié à la détermination de la courbe enveloppe $g(t)$. En effet, le caractère bruité de $g(t)$ peut entraîner un bruit important des expressions (III.72) et (III.73). De manière à limiter ces effets, la détermination de la courbe enveloppe $g(t)$ s'effectue en moyennant un grand nombre de réponses en température expérimentales normées $T_{propre_normée}$.

L'ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif h_{air} a été obtenu à partir de l'amplitude du signal $f(h_{air})$ estimée et de l'amplitude T_{per_propre} de la réponse en température calculée à partir du modèle simplifié 1D transitoire en conditions propres (cf paragraphe III.2.4.1). Dans ce modèle réduit, le coefficient d'échange convectif h_{air} apparaît aussi bien dans l'amplitude du signal T_{per_propre} que dans la constante de temps caractéristique τ_{propre} . Toutefois, le coefficient de sensibilité théorique de T_{per_propre} à h_{air} est 300 plus élevé que celui de τ_{propre} à h_{air} ce qui corrobore les résultats obtenus par l'étude de sensibilité expérimentale. Les résultats ainsi obtenus sont portés sur la Figure III.18. Une comparaison avec la corrélation de Churchill (cf Tableau I.2) appliquée à nos conditions expérimentales a été effectuée.

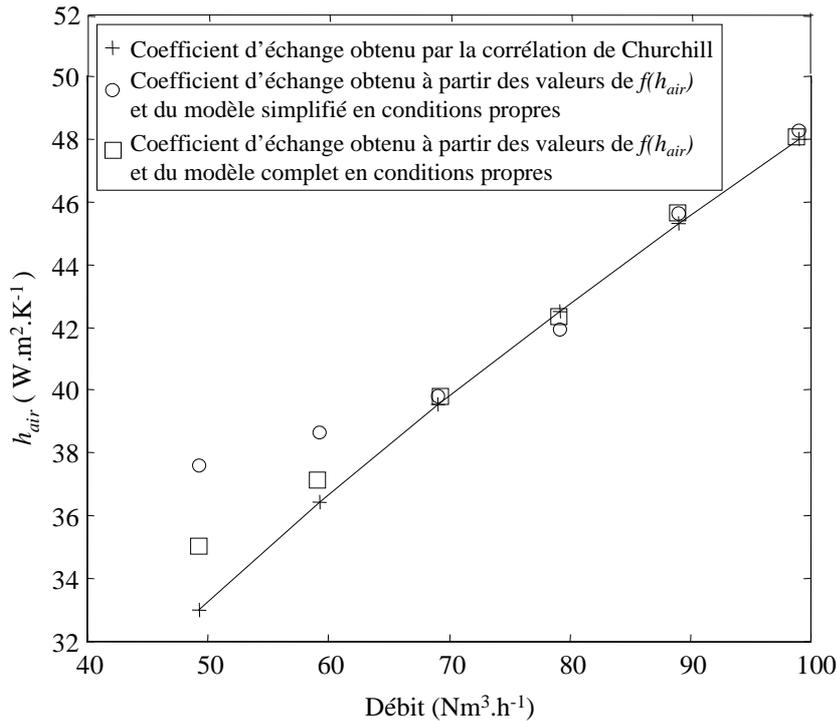


Figure III.18 : Ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif et comparaison

Il existe un accord parfait entre les modèles considérés et la corrélation de Churchill pour des débits supérieurs à $60 Nm^3 \cdot h^{-1}$. Pour des débits inférieurs à $60 Nm^3 \cdot h^{-1}$, il est possible que des effets aux limites ne soient pas pris en compte par le modèle simplifié 1D transitoire. En effet, pour ces débits, le modèle complet donne de meilleurs résultats. Les résultats obtenus semblent malgré tout cohérents compte tenu des approximations effectuées lors de l'écriture des modèles.

III.2.5.2. Résultats en conditions encrassantes

III.2.5.2.1. Conditions expérimentales

Avant de réaliser un essai en conditions encrassantes, quel que soit cet essai, il est nécessaire d'attendre la stabilisation thermique et hydraulique du dispositif expérimental *GAZPAR*. Une fois cette stabilisation atteinte, les particules sont produites par le générateur d'aérosol et sont injectées dans le circuit d'air chaud. Les essais ont été ainsi réalisés sur une durée allant de 13 à 72 heures. La concentration de la solution de sulfate de sodium est fixée à $75 g \cdot l^{-1}$ ce qui correspond à un diamètre aérodynamique moyen médian de particule de 4 micromètres ($Stk = 0,05$).

Les mesures ont été effectuées pour un débit d'air de $100 Nm^3 \cdot h^{-1}$ à une température de $50^\circ C$ ce qui correspond à un nombre de Reynolds de $7,4 \cdot 10^3$. Le débit d'air de dispersion des particules est fixé à $6,7 \cdot 10^{-8} m^3 \cdot s^{-1}$.

III.2.5.2.2. Méthode d'estimation à partir des sensibilités expérimentales

De la même manière qu'au paragraphe III.2.5.1, plutôt que d'utiliser le modèle décrit au paragraphe III.2.2, une étude de sensibilité expérimentale à partir des réponses en température expérimentales normées $T_{dépôt_normée}(r_3, t, e_d)$ a été effectuée.

Les réponses en température expérimentales normées en conditions encrassantes s'écrivent telles que :

$$T_{dépôt_normée}(r_3, t, e_d) = \frac{T_{exp}(r_3, t, e_d)}{\frac{1}{N\Delta t} \mathcal{M}_0(T_{exp}(r_3, t_n, e_d))} \quad (III.74)$$

La Figure III.19 représente une réponse en température expérimentale normée en conditions propres et une réponse en température expérimentale normée après 72 heures d'encrassement dans les mêmes conditions thermo-hydrauliques.

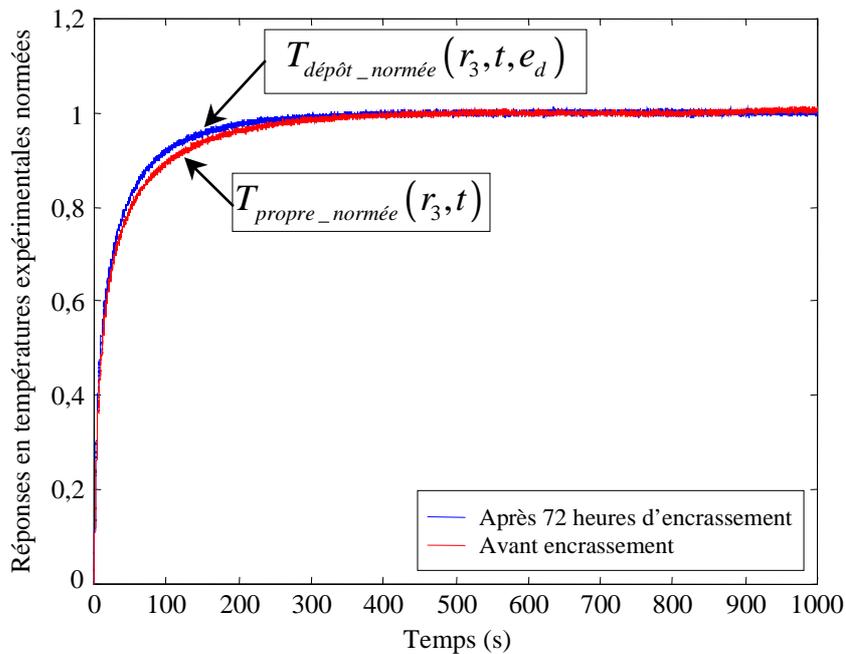


Figure III.19 : Réponses en températures expérimentales normées en conditions propres et en conditions encrassantes

La Figure III.20 représente les réponses en températures expérimentales en conditions propres et après 72 heures d'encrassement correspondantes.

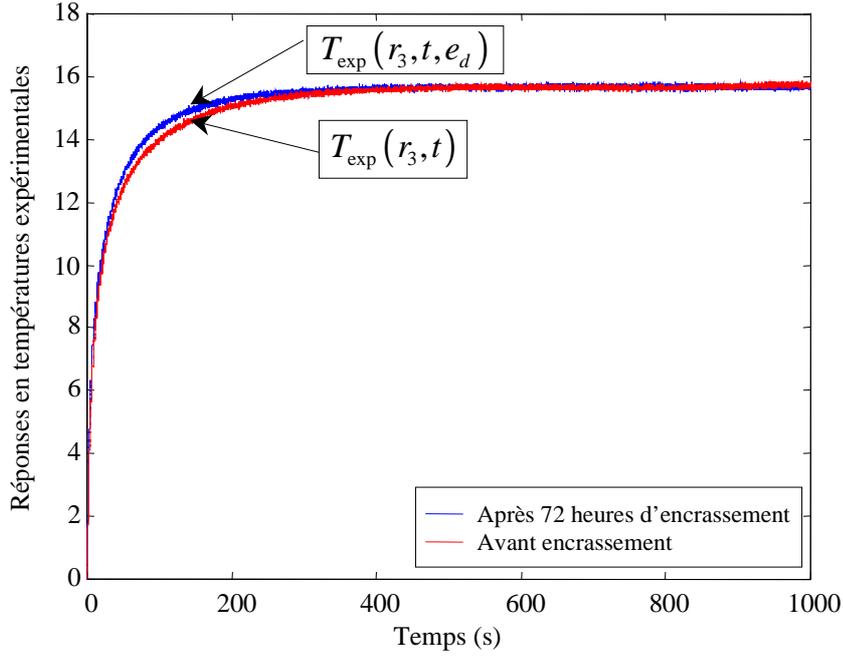


Figure III.20 : Réponses en températures expérimentales en conditions propres et en conditions encrassantes

Ces figures mettent en évidence que le dépôt formé sur le capteur n'influence que la constante de temps caractéristique τ de réponse du capteur. En effet, il est logique de supposer que la variation de la constante caractéristique est due uniquement à l'épaisseur d'encrassement sur le capteur puisque sa réponse en température n'est pas sensible au coefficient d'échange convectif h_{air} en régime transitoire. L'encrassement se présente alors comme une information transitoire. Par conséquent, il est alors possible d'écrire le développement asymptotique autour de la constante de temps caractéristique de réponse du capteur au premier ordre de la même façon que lors de l'étude du cas simple (cf paragraphe III.1.3.2). Ainsi, il vient :

$$\frac{T_{dépôt}(r_3, t, e_d)}{\mathcal{M}_0(T_{dépôt}(r_3, t, e_d))} = \frac{T_{propre}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{propre}(r_3, t))} + \frac{\Delta\tau}{\tau_{propre}} t \frac{\partial \left(\frac{T_{propre}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{propre}(r_3, t))} \right)}{\partial t} \quad (\text{III.75})$$

Ce développement au premier ordre s'écrit généralement sous la forme suivante :

$$\frac{T_{dépôt}(r_3, t, e_d)}{\mathcal{M}_0(T_{dépôt}(r_3, t, e_d))} = \frac{T_{propre}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{propre}(r_3, t))} + \Delta\tau \frac{\partial \left(\frac{T_{propre}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{propre}(r_3, t))} \right)}{\partial t} \quad (\text{III.76})$$

Toutefois, l'inconvénient majeur du calcul de cette expression réside dans le fait qu'il faut connaître avec précision les valeurs nominales du problème.

Ainsi, le coefficient de sensibilité expérimental $X_{\text{exp_dépôt}}$ à l'encrassement s'exprime par :

$$\begin{aligned}
 X_{\text{exp_dépôt}} &= \frac{T_{\text{dépôt}}(r_3, t, e_d)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{dépôt}}(r_3, t, e_d))} - \frac{T_{\text{propre}}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{propre}}(r_3, t))} \\
 &= \frac{\Delta\tau}{\tau_{\text{propre}}} t \frac{\partial \left(\frac{T_{\text{propre}}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{propre}}(r_3, t))} \right)}{\partial t}
 \end{aligned}
 \tag{III.77}$$

Les différents coefficients de sensibilité expérimentaux à l'encrassement pour différents temps d'encrassement sont portés sur la Figure III.21 :

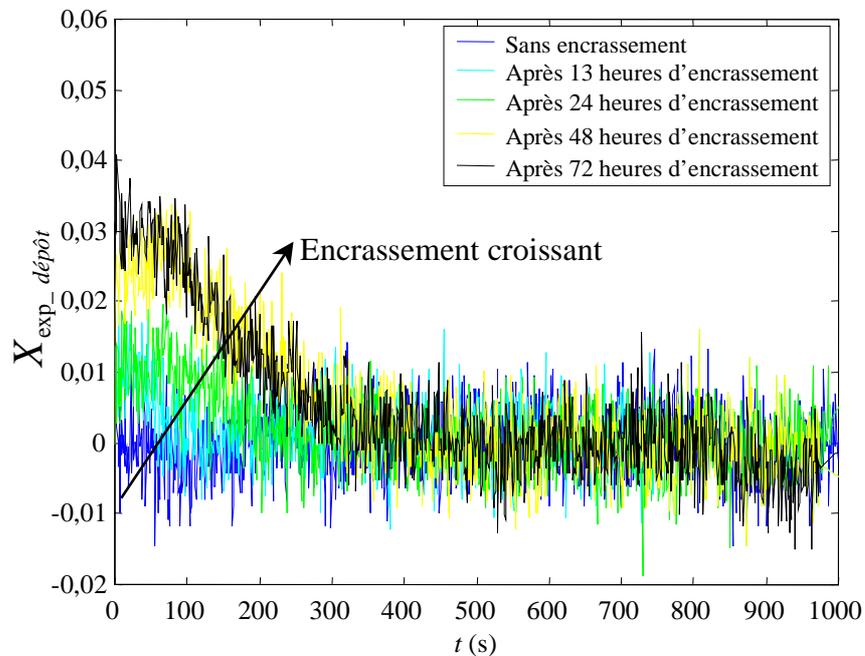


Figure III.21 : Coefficients de sensibilité expérimentaux à l'encrassement pour différents temps d'encrassement

Ces coefficients de sensibilité expérimentaux sont calculés à partir de tous les points du signal et non à partir des valeurs nominales du problème.

Il est alors possible d'écrire le moment d'ordre -1 correspondant en intégrant la relation (III.77) tel que :

$$\begin{aligned} \mathcal{M}_{-1} &= \int_{t=0}^{t=t_{\max}} \frac{1}{t} \left(\frac{T_{\text{dépôt}}(r_3, t, e_d)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{dépôt}}(r_3, t, e_d))} - \frac{T_{\text{propre}}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{propre}}(r_3, t))} \right) dt \\ &= \int_{t=0}^{t=t_{\max}} \left(\frac{\frac{\Delta \tau}{\tau_{\text{propre}}}}{\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T_{\text{propre}}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{propre}}(r_3, t))} \right)} \right) dt \end{aligned} \quad (\text{III.78})$$

soit :

$$\begin{aligned} \mathcal{M}_{-1} &= \int_{t=0}^{t=t_{\max}} \left(\frac{X_{\text{exp_dépôt}}}{t} \right) dt \\ &= \frac{\Delta \tau}{\tau_{\text{propre}}} \int_{t=0}^{t=t_{\max}} \left(\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{T_{\text{propre}}(r_3, t)}{\mathcal{M}_0(T_{\text{propre}}(r_3, t))} \right) \right) dt \end{aligned} \quad (\text{III.79})$$

Ainsi, il vient :

$$\begin{aligned} \mathcal{M}_{-1} &= \int_{t=0}^{t=t_{\max}} \left(\frac{X_{\text{exp_dépôt}}}{t} \right) dt \\ &= \frac{\Delta \tau}{\tau_{\text{propre}}} \end{aligned} \quad (\text{III.80})$$

Ainsi, chaque moment d'ordre -1 peut être calculé directement à partir des coefficients de sensibilité expérimentaux pour chaque temps d'encrassement par un simple calcul d'intégrale.

D'autre part, grâce aux modèles simplifiés 1D transitoires en conditions propres et en conditions encrassantes (cf paragraphe III.2.4 équations (III.65) et (III.66)), les constantes caractéristiques de réponse du capteur τ_{propre} et $\tau_{\text{dépôt}}$ peuvent s'écrire telles que :

$$\tau_{\text{propre}} = \mathfrak{R}_{\text{propre_glob}} \cdot \mathfrak{C}_{\text{propre_glob}} \quad \text{et} \quad \tau_{\text{dépôt}} = \mathfrak{R}_{\text{dépôt_glob}} \cdot \mathfrak{C}_{\text{dépôt_glob}} \quad (\text{III.81})$$

où $\mathfrak{R}_{\text{dépôt_glob}}$ et $\mathfrak{C}_{\text{dépôt_glob}}$ sont dépendants de l'épaisseur d'encrassement.

Ainsi, une variation de l'épaisseur d'encrassement sur le capteur entraîne une variation de $\mathfrak{R}_{\text{propre_glob}}$ et de $\mathfrak{C}_{\text{propre_glob}}$. Il devient alors possible d'écrire :

$$\tau_{dépôt} = \tau_{propre} + \Delta\tau = \left(\mathfrak{R}_{propre_glob} + \frac{\Delta e_d}{\lambda_d} \right) \cdot \left(\mathfrak{C}_{propre_glob} + (\rho C_p)_d \Delta e_d \right) \quad (\text{III.82})$$

Ainsi, il vient :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\tau}{\tau_{propre}} &= \left(\frac{(\rho C_p)_d}{\lambda_d \mathfrak{R}_{propre_glob} \mathfrak{C}_{propre_glob}} \right) (\Delta e_d)^2 + \left(\frac{(\rho C_p)_d}{\mathfrak{R}_{propre_glob}} + \frac{1}{\lambda_d \mathfrak{C}_{propre_glob}} \right) \Delta e_d \\ &= \beta_1 (\Delta e_d)^2 + \beta_2 \Delta e_d \end{aligned} \quad (\text{III.83})$$

Le moment d'ordre -1 \mathcal{M}_{-1} obtenu à partir des coefficients de sensibilité expérimentaux est donc proportionnel à l'épaisseur d'encrassement :

$$\mathcal{M}_{-1} = \beta_1 (\Delta e_d)^2 + \beta_2 \Delta e_d \quad (\text{III.84})$$

où $\Delta e_d = (e_d)_{t=t_i} - (e_d)_{t=0}$. Il est à noter que le terme en $(\Delta e_d)^2$ est d'ordre 2, il pourrait être considéré comme négligeable.

Il s'agit donc, dans un premier temps, d'estimer les coefficients β_1 et β_2 . Le problème d'estimation peut alors se mettre sous la forme :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} (\mathcal{M}_{-1})_{t_{dépôt}=0} \\ \cdot \\ \cdot \\ (\mathcal{M}_{-1})_{t_{dépôt}=t_i} \end{bmatrix}}_{[\mathcal{M}_{-1}]} = \underbrace{\begin{bmatrix} (\Delta e_d)_{t=0}^2 & (\Delta e_d)_{t=0} \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ (\Delta e_d)_{t=t_i}^2 & (\Delta e_d)_{t=t_i} \end{bmatrix}}_{[X]} \underbrace{\begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \end{bmatrix}}_{[\beta]} \quad (\text{III.85})$$

Si le bruit est corrélé ou d'écart-type non constant au cours du temps, l'estimateur de $[\beta]$ optimal au sens de Gauss-Markov [Beck et Arnold 1977] s'écrit :

$$[\beta] = \left[[X]^t \text{cov}(e_{\mathcal{M}_{-1}})^{-1} [X] \right]^{-1} [X]^t \text{cov}(e_{\mathcal{M}_{-1}})^{-1} [\mathcal{M}_{-1}] \quad (\text{III.86})$$

où $\text{cov}(e_{\mathcal{M}_{-1}})$ représente la matrice de covariance du bruit de mesure.

L'intérêt de cette estimation réside dans le fait qu'elle est peu dépendante du modèle direct considéré et des valeurs nominales associées puisqu'elle est auto-régressive. En effet, les coefficients de sensibilité sont calculés à partir du signal et non à partir des valeurs nominales du modèle direct considéré.

III.2.5.2.3. Résultats obtenus et comparaison avec l'expérience

Une fois les essais en encrassement terminés, le profil discret du dépôt sur le capteur, pour chaque temps d'encrassement considéré, est évalué à l'aide du profilomètre laser (cf paragraphe II.2.4). Ils sont représentés sur la Figure III.22.

Dans les conditions d'encrassement dans lesquelles nous nous sommes placés, différents régimes de dépôts interviennent tels l'impaction inertielle et la diffusion turbulente. Ceci explique le fait que le dépôt sur le capteur n'est pas uniforme suivant l'angle.

Chaque épaisseur moyenne du dépôt correspondante (Figure III.22) est calculée en intégrant ces valeurs par la méthode des trapèzes.

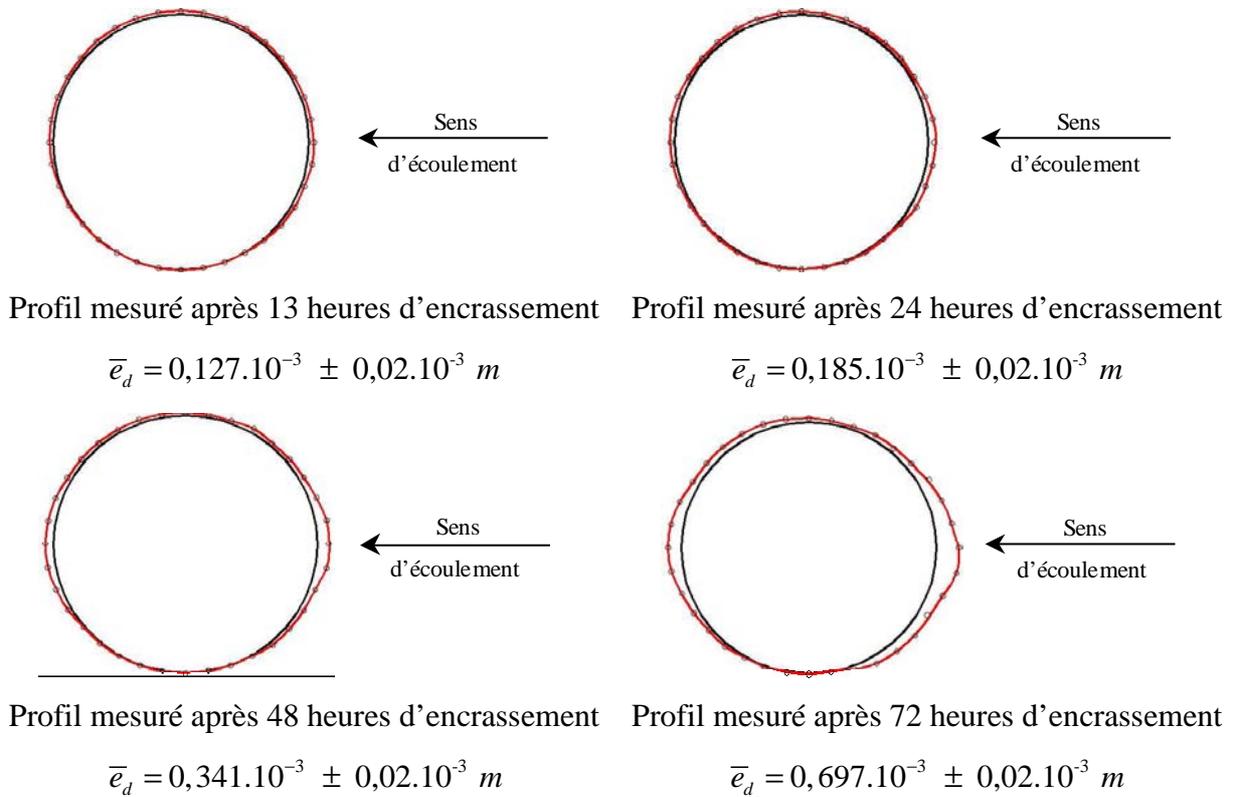


Figure III.22 : Profils du dépôt mesurés et épaisseurs moyennes correspondantes pour 13, 24, 48 et 72 heures d'encrassement

La Figure III.23 représente le moment d'ordre -1 expérimental et son écart-type associé pour chaque temps d'encrassement considéré en fonction de l'épaisseur d'encrassement mesurée.

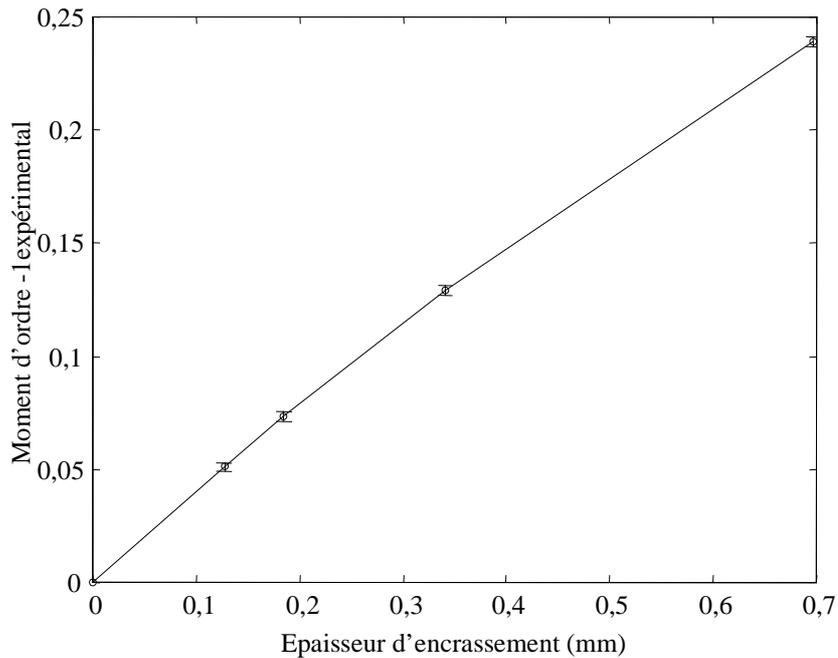


Figure III.23 : Moment d'ordre –1 expérimentaux en fonction de l'épaisseur d'encrassement mesurée par le profilomètre laser

Du fait de la contenance du réservoir de solution saline alimentant le générateur de particules, les essais en encrassement n'ont pu être réalisés que sur une durée maximale de 72 heures. Il est donc difficile d'estimer correctement les paramètres β_1 et β_2 à partir de ces seuls moments d'ordre –1 expérimentaux.

Toutefois, comme les moments d'ordre –1 sont indépendants du modèle direct considéré et de des valeurs nominales associées, il devient possible de les calculer à partir des coefficients de sensibilité $X_{theo_dépôt}$ obtenus à partir des modèles simplifiés 1D transitoires (cf paragraphe III.2.4) et de l'équation (III.80).

Les réponses de ces deux modèles directs ont été bruitées numériquement selon différents niveaux de bruit avant de calculer les moments d'ordre –1 théoriques ce qui a permis d'obtenir l'erreur associée à chaque moment d'ordre –1.

Ainsi, la Figure III.24 représente les moments d'ordre –1 expérimentaux et les moments théoriques obtenus à partir des modèles simplifiés et leur écart-type associé. Les moments théoriques obtenus à partir du modèle complet décrit au paragraphe III.2.2 sont aussi représentés sur cette figure.

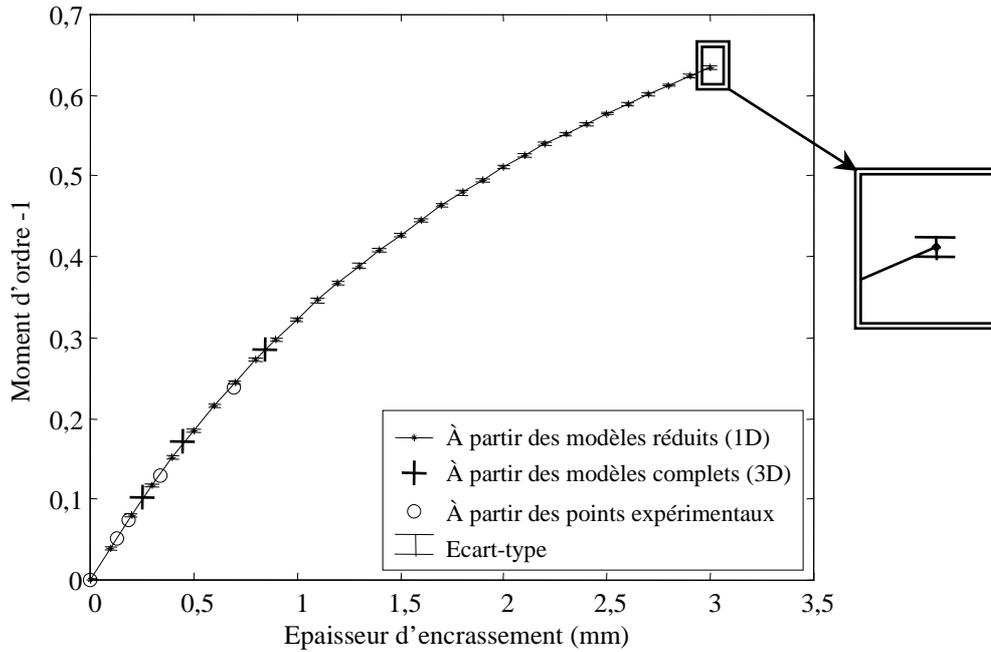


Figure III.24 : Moments d'ordre -1 en fonction de l'épaisseur

Cette figure met en évidence le fait que les moments d'ordre -1 sont indépendants du modèle direct considéré et des valeurs nominales associées. Par ailleurs, elle montre que le bruit n'est pas corrélé (écart-type constant) et que les moments d'ordre -1 sont obtenus avec une grande précision.

Ainsi, à partir des valeurs des moments d'ordre -1 théoriques et de l'équation (III.86), il est possible d'estimer avec précision les valeurs des coefficients β_1 et β_2 :

β_1 coefficient relatif à $(\Delta e_d)^2$	-54817,02 m ⁻²
β_2 coefficient relatif à Δe_d	369,95 m ⁻¹

Tableau III.6 : Coefficients β_1 et β_2 estimés

La Figure III.25 compare les moments d'ordre -1 obtenus à partir des coefficients β_1 et β_2 estimés et les moments d'ordre -1 qui ont servi à l'estimation correspondants.

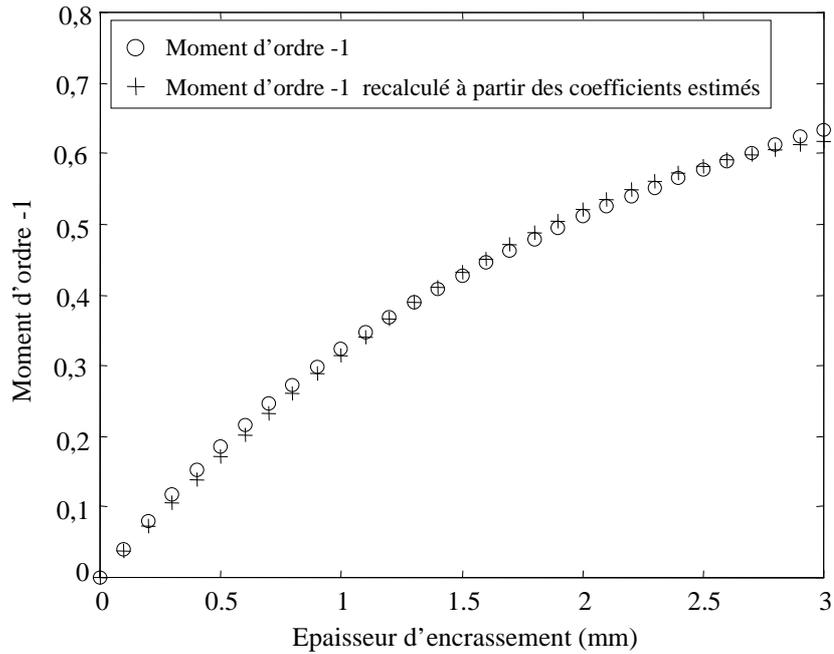


Figure III.25 : Comparaison entre moments d'ordre -1 et moments d'ordre -1 recalculés à partir des coefficients estimés

Les moments d'ordre -1 recalculés à partir des coefficients β_1 et β_2 semblent cohérents.

Ainsi, à partir des valeurs de ces coefficients et de la connaissance du moment d'ordre -1 expérimental à un temps d'encrassement donné, il devient possible de déterminer l'épaisseur d'encrassement sur le capteur à excitation thermique interne telle que :

$$\Delta e_d = e_d = \frac{-\beta_2 + \sqrt{\Delta}}{2\beta_1} \quad (\text{III.87})$$

$$\text{avec } \Delta = (\beta_2)^2 + 4\beta_1 \mathcal{M}^{-1}$$

Par la suite, à partir du coefficient d'échange en conditions propres, de l'épaisseur d'encrassement, tous deux estimés à partir du capteur à excitation thermique interne, et de l'équation (III.88), il sera possible de quantifier les effets de l'encrassement sur le transfert de chaleur par le calcul du paramètre de dégradation des échanges de Miller (cf équation (I.17)).

$$\left(\frac{1}{h}\right)_d = \left(\frac{1}{h}\right)_p + \frac{e_d}{\lambda_d} \quad (\text{III.88})$$

où $h_p = h_{air}$ et $\lambda_d = 0,07 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

La Figure III.26 représente le paramètre de Miller H calculé à partir du coefficient d'échange convectif estimé en conditions propres et des valeurs d'épaisseurs moyennes obtenus par le dispositif de mesure sans contact laser. Il correspond au rapport du coefficient d'échange moyen en conditions encrassantes sur le coefficient d'échange moyen en conditions propres.

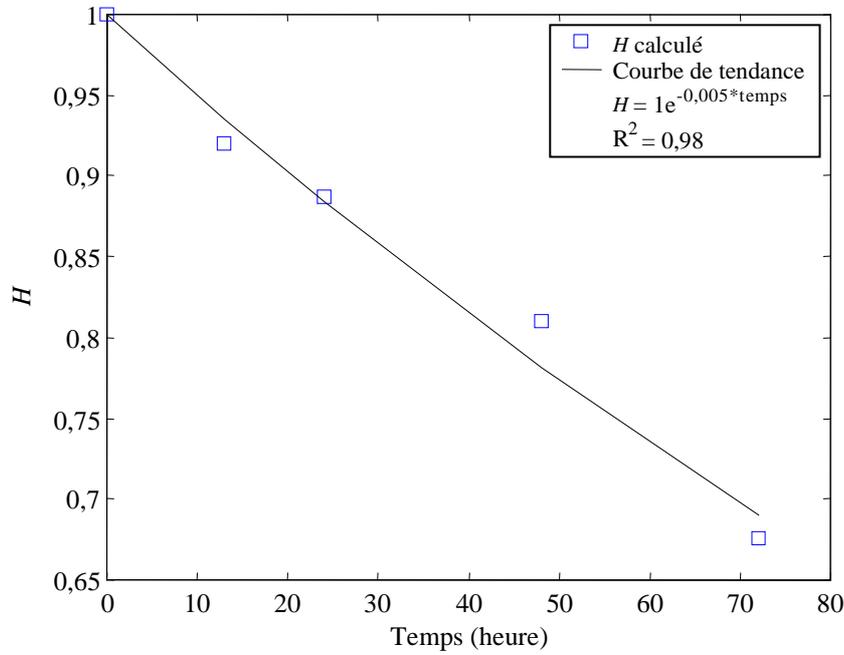


Figure III.26 : Diminution du transfert de chaleur représentée par le paramètre de Miller

Ainsi, cette dégradation des échanges peut être représentée par une phase de diminution suivant une loi en exponentielle. En effet, le phénomène d'encrassement (cf paragraphe I.3.2) présente généralement un comportement asymptotique qui dénote du fait que la résistance d'encrassement atteint, au bout d'un certain temps, une valeur limite. Aucune phase d'initiation semble exister. Cela est certainement dû au fait qu'elle se produit à un temps inférieur à 13 heures d'encrassement. Au bout de 72 heures d'encrassement, les échanges ont déjà diminué de 33 %.

La cinétique de dépôt mesurée est représentée sur la Figure III.27.

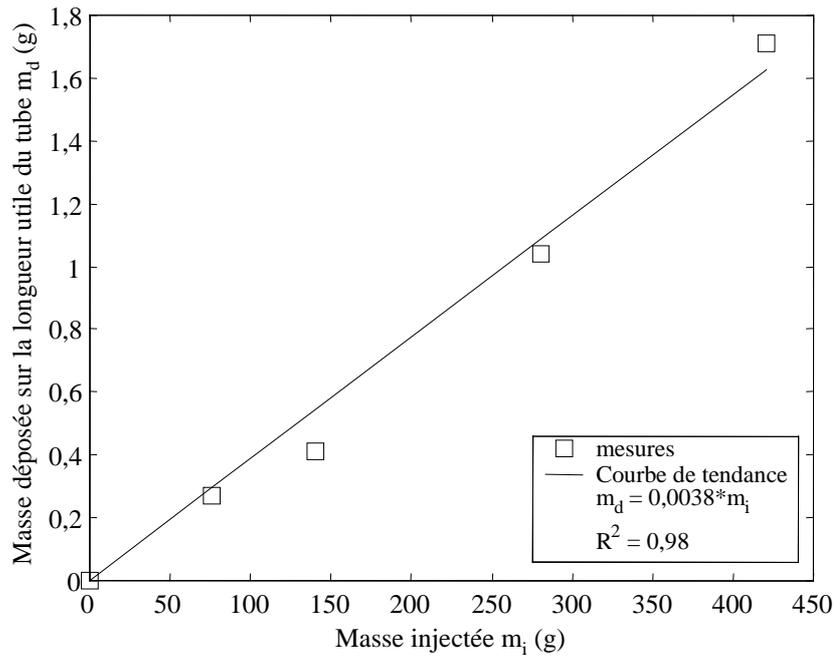


Figure III.27 : Cinétique de dépôt

La cinétique de dépôt est de type linéaire sans phase d'initiation. L'efficacité de collecte donnée directement par la pente de la cinétique de dépôt est de $3,8 \cdot 10^{-3}$ dans nos conditions expérimentales. Cette valeur est du même ordre de grandeur que celle obtenue par Bailer. En effet, pour un nombre de Stokes de 0,04 et un écart de température de 60 degrés Celsius entre le gaz et la paroi, Bailer obtient une efficacité de collecte de $8,3 \cdot 10^{-3}$ [Bailer 1998].

III.3. Conclusion

Dans un premier temps, nous avons détaillé, dans ce chapitre, le cas simple d'un fil résistif soumis à des pertes par convection naturelle et à un encrassement artificiel (peinture). Cette étude a montré que les fonctions de sensibilités pouvaient être obtenues, soit à partir de la dérivation de modèles théoriques, soit à partir de la dérivation temporelle du signal expérimental avec une considération plus faible des valeurs nominales associées au problème. Cette étude nous a donc permis de mettre en place et de valider différentes méthodes d'estimation des paramètres. Elle constitue donc un cas intéressant. Toutefois, elle ne représente pas les conditions réelles industrielles.

Par conséquent, il a fallu considérer, dans un second temps, le cas plus complexe d'un échangeur à courants croisés soumis à l'encrassement particulaire. A cette fin, un capteur à excitation thermique interne a été développé. Pour répondre aux différentes

contraintes industrielles, ce capteur a été conçu de telle sorte qu'il puisse remplacer une partie ou la totalité d'un tube d'un échangeur de chaleur. Ainsi, il est représentatif des conditions thermohydrauliques et encrassantes que subit l'échangeur thermique alors que les méthodes classiques sont encore loin de renseigner sur le transfert de chaleur au sein des échangeurs et de prendre en compte les phénomènes de dépôt mis en jeu.

Lors d'une troisième partie, afin, d'une part, de dimensionner ce capteur et d'autre part, de vérifier sa sensibilité aux paramètres recherchés, un modèle direct a été développé.

Enfin, dans une quatrième partie, ce capteur à excitation thermique interne a permis la détermination du coefficient d'échange convectif moyen autour du cylindre en conditions propres et de l'épaisseur moyenne de dépôt autour du capteur en conditions encrassantes à partir d'une méthode d'estimation nouvelle dont la faisabilité avait été montrée lors de l'étude du cas simple. En effet, la méthode choisie ici est une méthode en régime transitoire qui permet d'apporter une réponse plus rapide avec un traitement mieux adapté aux transferts de chaleur considérés.

La principale originalité de ce capteur réside essentiellement dans la manière de traiter les données : la méthode d'estimation est robuste, peu dépendante du bruit de mesure et des valeurs nominales du problème puisqu'auto-régressive. En effet, les coefficients de sensibilité sont obtenus à partir de la variation temporelle des réponses en températures expérimentales et non à partir des valeurs nominales du modèle direct comme ils le sont habituellement. Par ailleurs, les moments d'ordre -1 sont ainsi calculés avec une grande précision.

Ce capteur à excitation thermique interne fournit ainsi des informations précises sur la perte d'efficacité de l'échangeur soumis à l'encrassement particulaire en régime transitoire.

Il est à noter que le coefficient d'échange convectif moyen et l'épaisseur moyenne d'encrassement sont estimés à partir de mesures transitoires *in situ* en temps réel sans que l'utilisateur ait besoin de démonter le capteur.

Ce capteur permet donc d'obtenir des informations globales en régime transitoire sur l'échange thermique et l'encrassement au sein des échangeurs de chaleur tubulaires à courants croisés. Malgré cela, il peut paraître, de prime abord, technologiquement difficile à mettre en œuvre pour une utilisation industrielle (plusieurs natures de matériaux constitutifs, résistance chauffante, connectique, épaisseur de paroi). Face à ce constat, la mise au point d'un nouveau capteur, plus facile d'emploi en conditions industrielles d'une part, et apportant des informations locales d'autre part, paraît utile.

Chapitre IV
Capteur de caractérisation angulaire de
l'échange thermique

CHAPITRE IV : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

La mesure du coefficient local de transfert de chaleur par une méthode directe est délicate. En effet, elle requiert d'une part, la mesure de la température de paroi et d'autre part, la mesure du flux de chaleur qui traverse cette paroi. Des valeurs précises du coefficient d'échange convectif local sont difficiles à obtenir expérimentalement. Les dispositifs (cf paragraphe II.3.1.1) généralement utilisés pour mesurer la température réelle de surface en milieu industriel sont limités et ne permettent pas une mesure précise si cette température n'est pas uniforme.

Maillet et Degiovanni utilisent une autre méthode [Maillet et Degiovanni 1989]. Elle consiste à estimer la distribution du coefficient d'échange autour de la surface externe d'un cylindre soumis à une configuration d'écoulement à courants croisés.

Nous nous proposons, ici, de détailler, dans un premier temps, cette méthode, pour ensuite l'appliquer moyennant une amélioration à nos conditions expérimentales.

IV.1. La méthode de Maillet et Degiovanni

L'étude de Maillet et Degiovanni est très proche du cas qui nous concerne, même si certaines conditions sont assez différentes [Maillet et Degiovanni 1989]. En effet, cette méthode est validée lors de l'étude de Maillet et Degiovanni sur des matériaux isolants dans des conditions de laboratoire.

IV.1.1. Modèle direct

Une condition de température connue T_I sur la paroi interne ($r = r_I$) d'un tube cylindrique est imposée. Sur la paroi externe ($r = r_2$), un fluide à température T_e s'écoule perpendiculairement à l'axe du tube, et le coefficient d'échange h varie avec l'abscisse angulaire x (Figure IV.1). La distribution du coefficient d'échange est supposée symétrique par rapport au plan $x = 0$.

Le problème stationnaire de conduction de la chaleur à deux dimensions cylindriques s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T(r, x)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, x)}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T(r, x)}{\partial x^2} = 0 \quad (\text{IV.1})$$

avec les conditions aux limites suivantes :

$$T \text{ fonction paire en } x \quad (IV.2)$$

$$T \text{ périodique de période } 2\pi \text{ en } x \quad (IV.3)$$

$$\text{en } r = r_1 \quad T(r_1, x) = T_1 \quad (IV.4)$$

$$\text{en } r = r_2 \quad -\lambda \frac{\partial T(r_2, x)}{\partial r} = h(x) [T(r_2, x) - T_e] \quad (IV.5)$$

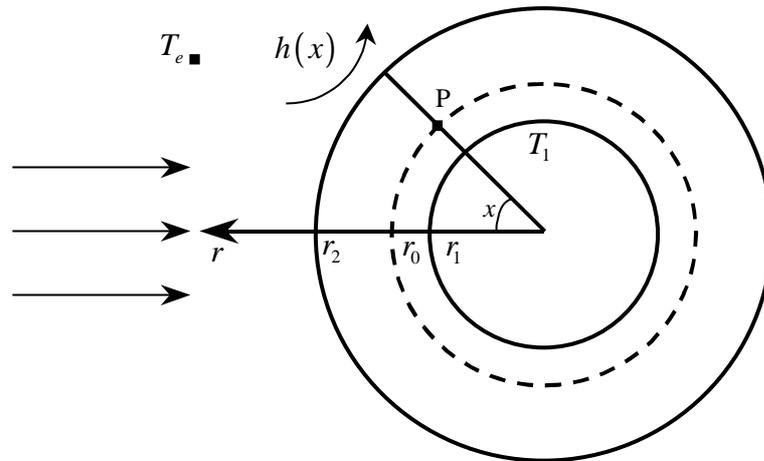


Figure IV.1 : Modélisation du problème

Afin de rendre homogène la condition (IV.5), un changement de variable est réalisé :

$$\theta(r, x) = T_1 - T(r, x) \quad (IV.6)$$

Et pour utiliser la méthode de séparation des variables, la condition (IV.5) est modifiée telle que :

$$-\lambda \frac{\partial T(r_2, x)}{\partial r} = \Phi_2(x) \quad (IV.7)$$

La solution obtenue par séparation des variables est alors :

$$\theta(r, x) = \mu \sum_{n=0}^{+\infty} a_n g_n(x) \cos nx \quad (IV.8)$$

où :

$$\begin{aligned}
 \mu &= \frac{2r_2}{\lambda\pi} \\
 z &= \frac{r}{r_2} \\
 a_n &= \int_0^\pi \dot{q}_2(x') \cos nx' dx' \\
 g_0(y) &= \frac{1}{2} \ln\left(\frac{y}{e}\right) \\
 g_n(y) &= \frac{y^{2n} - e^{2n}}{ny^n(1 + e^{2n})} \text{ si } n > 1 \\
 e &= \frac{r_1}{r_2}
 \end{aligned} \tag{IV.9}$$

Φ_2 est alors solution de l'équation intégrale suivante :

$$\Phi_2(x) = h(x)(\theta_e - \theta_2(x)) \tag{IV.10}$$

avec :

$$\begin{aligned}
 \theta_e &= T_1 - T_e \\
 \theta_2(x) &= \theta(r_2, x)
 \end{aligned} \tag{IV.11}$$

Dans la pratique, la résolution analytique pose des problèmes de conditionnement de matrice en raison d'un système comportant un très grand nombre d'équations, idéalement infini. Ainsi, une solution approchée est mise en œuvre. La fonction Φ_2 est supposée constante par morceaux, soit :

$$\Phi_2(x) = \Phi_{2i} \text{ pour } x_{i-1} < x < x_i \text{ avec } x_i = i \frac{\pi}{N} \text{ et } 1 \leq i \leq N, N \text{ étant le nombre}$$

d'intervalles considérés.

Les coefficients a_n sont alors exprimés en fonction des valeurs discrètes Φ_{2i} :

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{\pi}{N} \sum_{i=1}^N \Phi_{2i} \\
 a_n &= \sum_{i=1}^N \frac{\Delta_{ni}}{n} \Phi_{2i} \text{ si } n > 0 \\
 \Delta_{ni} &= \sin nx_i - \sin nx_{i-1}
 \end{aligned} \tag{IV.12}$$

Le champ de température devient ainsi une combinaison des densités de flux reçues par chaque morceau :

$$\theta(r, x) = \sum_{i=1}^N d_i \Phi_{2i} \quad (\text{IV.13})$$

avec :

$$d_i(r, x) = \mu \left[\frac{\pi}{N} g_0(z) + \sum_{n=1}^{+\infty} \Delta_{ni} g_n(z) \cos nx \right] \quad (\text{IV.14})$$

Le coefficient de transfert h_i sur un intervalle $[x_{i-1}, x_i]$ est défini comme étant le rapport de la densité moyenne de flux à l'écart moyen de température à la paroi tel que :

$$h_i = \frac{\Phi_{2i}}{\theta_e - \bar{\theta}_{2i}} \quad (\text{IV.15})$$

avec :

$$\bar{\theta}_{2i} = \frac{N}{\pi} \int_{x_{i-1}}^{x_i} \theta(r_2, x) dx \quad (\text{IV.16})$$

ou par l'intégration de l'équation (IV.16) en $z=1$:

$$\bar{\theta}_{2i} = \sum_{j=1}^N C_{ij} \Phi_{2j} \quad (\text{IV.17})$$

Dans l'expression (IV.17), les coefficients C_{ij} sont donnés par :

$$C_{ij} = \mu \left[\frac{\pi}{N} g_0(1) + \frac{\pi}{N} \sum_{n=1}^{+\infty} \frac{1}{n^2} g_n(1) \Delta_{ni} \Delta_{nj} \right] \quad (\text{IV.18})$$

La combinaison des équations (IV.15) et (IV.17) permet d'obtenir une solution approchée au problème direct :

$$A[\Phi_2] = [u] \quad (\text{IV.19})$$

avec :

$$A = \frac{(C+H)}{\theta_e} \quad (\text{IV.20})$$

$$H_{ij} = \frac{\delta_{ij}}{h_i} \text{ pour } 1 \leq i \leq N, \delta_{ij} \text{ étant l'indice de Kronecker}$$

$$u_i = 1$$

D'où finalement :

$$\theta(r, x) = [d] A^{-1} [u] \quad (\text{IV.21})$$

Afin de valider le modèle direct, une distribution de $h(x)$ représentative du refroidissement d'un cylindre dans une configuration d'écoulement subcritique est prise en compte (Figure IV.2) :

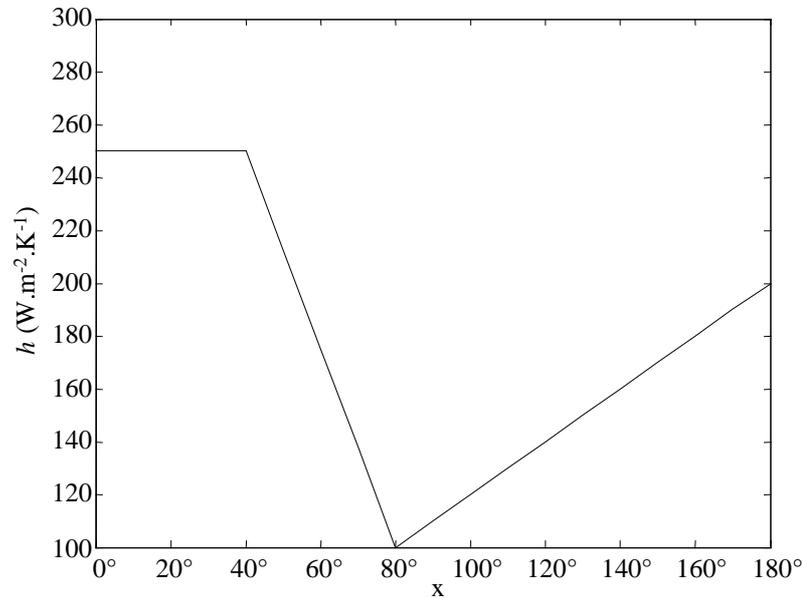


Figure IV.2 : Distribution du coefficient d'échange en fonction de l'angle du cylindre

Cette répartition du coefficient d'échange est appliquée sur un cylindre dont les caractéristiques sont les suivantes :

- rayon intérieur : $r_1 = 8 \text{ mm}$
- rayon extérieur : $r_2 = 16 \text{ mm}$
- rayon de mesure : $r_0 = 14 \text{ mm}$
- conductivité thermique : $\lambda = 0,26 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- $T_e - T_1 = 40^\circ\text{C}$

Ainsi, la distribution de température calculée pour une discrétisation à 18 intervalles est reportée sur la Figure IV.3 :

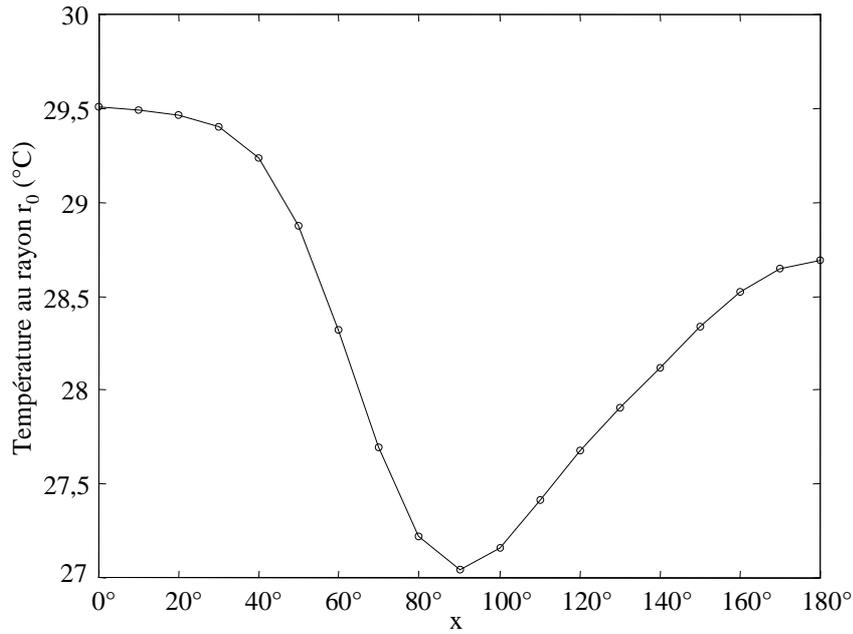


Figure IV.3 : Distribution de température en r_0 calculée avec 18 intervalles

IV.1.2. Modèle inverse

Pour calculer les coefficients de transfert à la paroi externe, la condition (IV.5) est remplacée par une condition de température imposée en $N + 1$ points, situés sur le rayon r_0 du tube. Ainsi :

$$\theta(r_0, x_i) = \theta_{0i} \text{ pour } 0 \leq i \leq N \quad (\text{IV.22})$$

La relation (IV.17) s'écrit alors :

$$\theta_{0i} = \sum_{j=1}^N d_j(z_0, x_i) \Phi_{2j} \quad (\text{IV.23})$$

mais peut aussi se mettre sous la forme :

$$[\theta_0] = B[\Phi_2] \quad (\text{IV.24})$$

où $B_{ij} = d_j(z_0, x_i)$.

La solution inverse précédemment décrite n'est valable que si les températures mesurées sont exactes. Le système (IV.24) est ensuite résolu en Φ_2 , et par le biais des relations (IV.13) et (IV.15), il est possible de remonter aux N valeurs des coefficients locaux de transfert.

Afin de tenir compte d'erreurs éventuelles, les valeurs mesurées en r_0 sont appelées y_i et les θ_{0i} deviennent les valeurs exactes correspondantes. Ainsi :

$$y_i = \theta_{0i} + \varepsilon_i \quad (\text{IV.25})$$

où ε_i est un bruit blanc gaussien d'écart-type constant.

Pour prendre en compte ce bruit, Maillet et Degiovanni emploient la méthode de régularisation développée par Tikhonov et Arsenine. Cette méthode [Tikhonov et Arsenine 1976] consiste à ajouter à la fonction erreur un terme supplémentaire dit de pénalité tel que :

$$E = \underbrace{\| [y] - B[\Phi_2] \|}_{\text{fonction erreur}} + \underbrace{\gamma \| R[\Phi_2] \|}_{\text{terme de pénalité}} \quad (\text{IV.26})$$

où γ est le paramètre de régularisation et R est une matrice fonction de l'ordre choisi pour la régularisation.

Dans cette étude, le terme de pénalité est du second ordre. Il minimise la dérivée seconde de la fonction $\Phi_2(x)$. Il vient alors :

$$[\Phi_2] = (B^T B + \gamma K^T K)^{-1} B^T [y] \quad (\text{IV.27})$$

où K est une matrice de dimension (N,N) telle que :

$$K = \begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -2 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{IV.28})$$

La valeur optimale du terme régularisateur est obtenue lors de cas tests de la méthode inverse. En effet, ces cas tests consistent à imposer des conditions sur la frontière considérée et à déterminer les températures aux points de mesure par résolution du problème direct. Ces valeurs sont ensuite introduites dans le modèle inverse où il est possible d'ajuster le paramètre γ jusqu'à obtenir des résultats significatifs. Dans cette étude, le paramètre de régularisation γ permet un accord très satisfaisant entre valeurs directes et valeurs estimées pour des valeurs comprises entre 10^{-8} et 10^{-4} .

Le système (IV.27) peut alors être résolu en Φ_2 et les coefficients d'échange locaux peuvent être calculés tels que :

$$h_i = \frac{\Phi_{2i}}{\theta_e - \theta_{2i}} \quad (IV.29)$$

Ainsi, les résultats obtenus par Maillet et Degiovanni sont portés sur la Figure IV.4 :

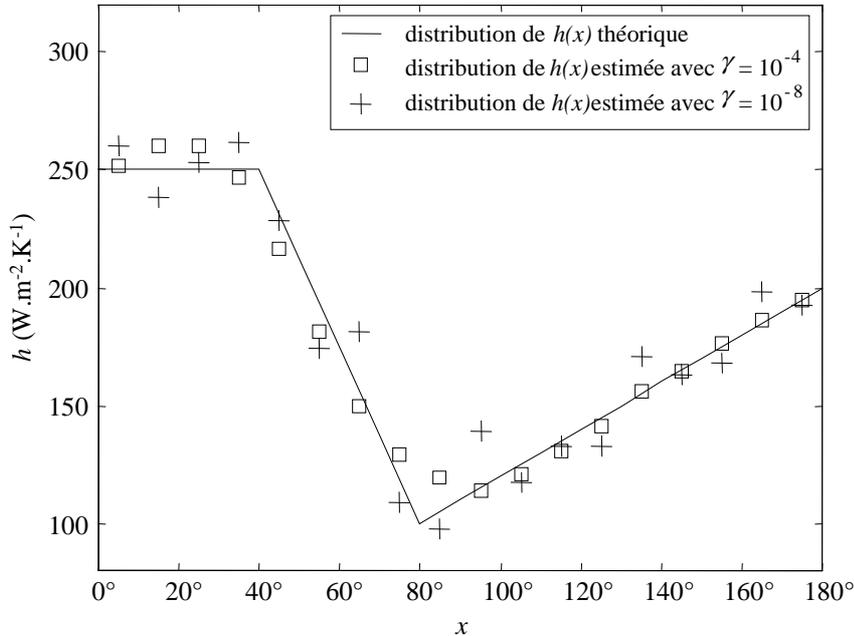


Figure IV.4 : Résultats obtenus par Maillet et Degiovanni

IV.2. Le capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Afin d'obtenir des résultats exploitables et cohérents avec les contraintes industrielles, le capteur développé est conçu en acier inox, c'est-à-dire dans le même matériaux que celui d'un échangeur de chaleur. Pour être représentatif des conditions thermohydrauliques et encrassantes d'un échangeur dans des conditions d'exploitations réelles, il est réalisé de telle sorte qu'il remplace une partie ou la totalité du tube de l'échangeur.

Dans le but de s'affranchir, dans le problème inverse, de la mesure de la température T_I difficilement approchable avec précision du fait d'un bruit important en milieu industriel, le capteur possède deux rangées de thermocouples à deux rayons différents. Il s'agit donc d'un système multicouche constitué de trois cylindres concentriques, dont une description plus détaillée est portée en ANNEXE III.

A chacune des deux interfaces entre ces trois différents cylindres, dix thermocouples de type T distants entre eux d'un angle de 20° sont collés. Ils sont ainsi repartis uniformément sur un secteur angulaire de 180° , le zéro correspondant au point d'arrêt de l'écoulement (Figure IV.5).

Chaque point en température obtenu par ces thermocouples est réalisé à partir d'une moyenne effectuée sur 60000 points (acquisition sur 300 secondes, 1 point toutes les 5.10^{-3} secondes) afin de limiter au plus les erreurs commises sur la mesure.

Les différentes caractéristiques de ce capteur sont reportées dans le Tableau IV.1 :

Dimensions	rayon interne	$r_1 = 5 \text{ mm}$
	1 ^{er} rayon de mesure	$r_{01} = 7 \text{ mm}$
	2 nd rayon de mesure	$r_{02} = 9 \text{ mm}$
	rayon externe	$r_2 = 11 \text{ mm}$
	longueur	$L = 150 \text{ mm}$
Propriétés	conductivité thermique de l'acier	$\lambda = 16,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	chaleur volumique de l'acier	$\rho C_p = 4.10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$

Tableau IV.1 : Caractéristiques du capteur

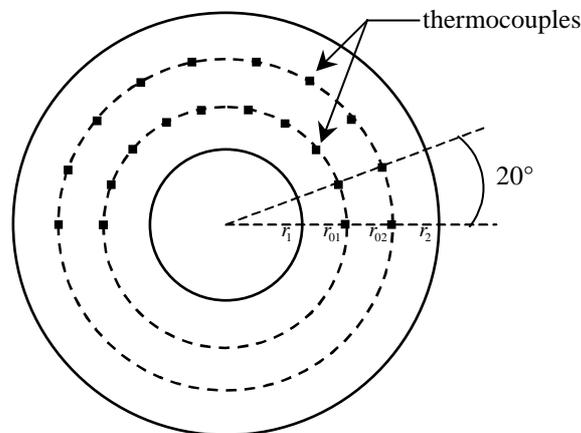


Figure IV.5 : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Afin d'être testé tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes, ce capteur est inséré dans la section d'essai de *GAZPAR* (cf paragraphe II.2.1).

IV.2.1. Problème direct

Nous cherchons à exprimer la température interne en un point P_1 et en un point P_2 du capteur, de coordonnées polaires (r, x) compris entre deux surfaces cylindriques de rayons r_1 et r_2 . Une condition de température connue T_1 sur la paroi interne ($r = r_1$) du capteur est imposée. Sur la paroi externe ($r = r_2$), de l'air à température T_e s'écoule perpendiculairement à l'axe du tube, et le coefficient d'échange h varie avec l'abscisse angulaire x (Figure IV.6). La distribution du coefficient d'échange est supposée symétrique par rapport au plan $x = 0$.

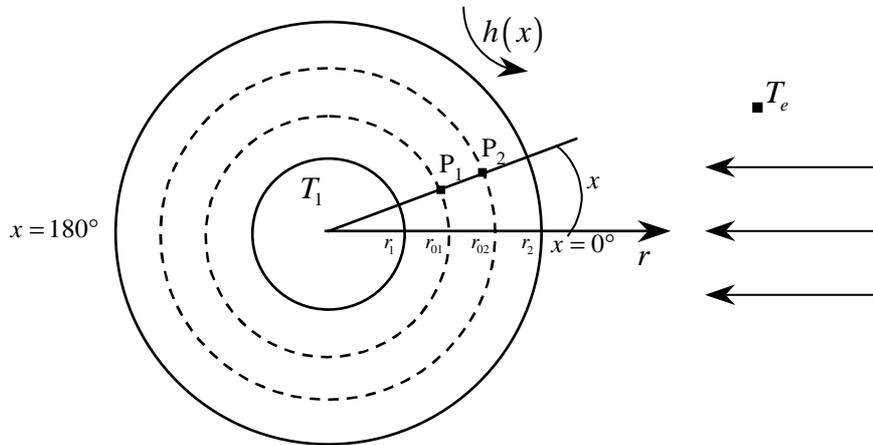


Figure IV.6 : Modélisation du problème

Les températures en P_1 et en P_2 sont alors solution du problème stationnaire de conduction de la chaleur à deux dimensions :

$$\frac{\partial^2 T(r, x)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, x)}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T(r, x)}{\partial x^2} = 0 \quad (\text{IV.30})$$

avec les conditions aux limites suivantes :

$$T \text{ fonction paire en } x \quad (\text{IV.31})$$

$$T \text{ périodique de période } 2\pi \text{ en } x \quad (\text{IV.32})$$

$$\text{en } r = r_1 \quad T(r_1, x) = T_1 \quad (\text{IV.33})$$

$$\text{en } r = r_2 \quad -\lambda \frac{\partial T(r_2, x)}{\partial r} = \phi(r_2, x) = h(x)[T - T_e] \quad (\text{IV.34})$$

Afin de résoudre ce problème grâce à la méthode des quadripôles thermiques [Maillet et al 2000], et compte tenu de la symétrie du problème suivant la variable d'espace x , une transformée de Fourier en cosinus est appliquée à la température sur l'intervalle angulaire $[0, \pi]$ telle que :

$$\tilde{T}(r, k) = \int_0^\pi T(r, x) \cos(kx) dx \text{ avec } k \in \mathbb{N} \quad (\text{IV.35})$$

Les fonctions $\cos(kx)$ sont les fonctions propres du problème en x . La condition de symétrie impose une densité de flux tangentielle nulle en $x = 0$ et $x = \pi$.

Dans l'espace transformé, l'équation de la chaleur devient :

$$\frac{d^2 \tilde{T}(r, k)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\tilde{T}(r, k)}{dr} - \frac{k^2}{r^2} \tilde{T}(r, k) = 0 \quad (\text{IV.36})$$

Cette équation admet pour solution générale :

$$\begin{cases} \tilde{T}(r, k) = K_1 r^k + K_2 r^{-k} & \text{pour } k > 0 \\ \tilde{T}(r, 0) = K_3 \ln(r) + K_4 & \text{pour } k = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.37})$$

où K_1 , K_2 , K_3 , et K_4 représentent les constantes d'intégration.

La transformée de Fourier en cosinus du produit de la densité de flux radiale par le demi périmètre dans l'espace de Fourier s'écrit :

$$\tilde{\phi}(r, k) = \int_0^\pi \phi(r, x) \cos(kx) dx = \int_0^\pi -\lambda \pi r \frac{\partial T(r, x)}{\partial r} \cos(kx) dx = -\lambda \pi r \frac{d\tilde{T}(r, k)}{dr} \quad (\text{IV.38})$$

Ainsi, la transformée de la condition aux limites (IV.34) s'écrit :

$$\tilde{\phi}(r_2, k) = \int_0^\pi \phi(r_2, x) \cos(kx) dx = \int_0^\pi -\lambda \pi r_2 \frac{\partial T(r_2, x)}{\partial r} \cos(kx) dx = -\lambda \pi r_2 \frac{d\tilde{T}(r_2, k)}{dr} \quad (\text{IV.39})$$

Il vient alors :

$$\tilde{\phi}(r_2, k) = \int_0^\pi \phi(r_2, x) \cos(kx) dx = \int_0^\pi \pi r_2 h(x) T(r_2, x) \cos(kx) dx \quad (\text{IV.40})$$

Afin de calculer le produit de convolution précédent, $h(x)$ et $T(r_2, x)$ sont décomposés en série de Fourier tels que :

$$h(x) = \frac{H(0)}{\pi} + \frac{2}{\pi} \sum_{i=1}^N H(i) \cos(ix) \quad (\text{IV.41})$$

et :

$$T(r_2, x) = \frac{\tilde{T}(r_2, 0)}{\pi} + \frac{2}{\pi} \sum_{i=1}^N \tilde{T}(r_2, j) \cos(jx) \quad (\text{IV.42})$$

Ainsi, il devient possible d'écrire la transformée de Fourier de la distribution du coefficient d'échange $h(x)$ autour du capteur comme une matrice telle que :

$$[\tilde{\phi}(r_2, k)] = [\tilde{H}(r_2, k)] [\tilde{T}(r_2, k)] \quad (\text{IV.43})$$

où la matrice $[\tilde{H}(r_2, k)]$ s'écrit telle que :

$$[\tilde{H}(r_2, k)] = \begin{bmatrix} \tilde{H}(r_2, 0) & 2\tilde{H}(r_2, 1) & \cdots & 2\tilde{H}(r_2, k-1) & 2\tilde{H}(r_2, k) \\ \tilde{H}(r_2, 1) & \tilde{H}(r_2, 0) + \tilde{H}(r_2, 2) & \cdots & \tilde{H}(r_2, k-2) + \tilde{H}(r_2, k) & \tilde{H}(r_2, k-1) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \tilde{H}(r_2, k-1) & \tilde{H}(r_2, k-2) + \tilde{H}(r_2, k) & \cdots & \tilde{H}(r_2, 0) & \tilde{H}(r_2, 1) \\ \tilde{H}(r_2, k) & \tilde{H}(r_2, k-1) & \cdots & \tilde{H}(r_2, 1) & \tilde{H}(r_2, 0) \end{bmatrix} \quad (\text{IV.44})$$

L'intégration des équations (IV.36) et (IV.38) permet d'établir une relation linéaire entre les transformées des vecteurs température-flux à l'entrée ($r = r_e$) et à la sortie ($r = r_s$) d'une couche cylindrique d'épaisseur $r_s - r_e$ avec $r_1 \leq r_e \leq r_s \leq r_2$ et ce, pour une harmonique k fixée telle que :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}(k) \\ \tilde{\phi}(k) \end{bmatrix}_{r_e} = \begin{bmatrix} \mathcal{A}(k) & \mathcal{B}(k) \\ \mathcal{C}(k) & \mathcal{D}(k) \end{bmatrix}_{r_e, r_s} \begin{bmatrix} \tilde{T}(k) \\ \tilde{\phi}(k) \end{bmatrix}_{r_s} \quad (\text{IV.45})$$

où les coefficients de la matrice quadripolaire sont définis par :

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{A}(0) = \mathcal{D}(0) = 1; \quad \mathcal{B}(0) = \frac{1}{\lambda\pi} \ln(r_s/r_e); \quad \mathcal{C}(0) = 0 \text{ pour } k = 0 \\ \mathcal{A}(k) = \mathcal{D}(k) = \frac{1}{2} \left[(r_s/r_e)^k + (r_e/r_s)^k \right] \\ \mathcal{B}(k) = \frac{1}{2\pi\lambda k} \left[(r_s/r_e)^k - (r_e/r_s)^k \right] \\ \mathcal{C}(k) = \frac{\pi\lambda k}{2} \left[(r_s/r_e)^k - (r_e/r_s)^k \right] \end{aligned} \right\} \text{ pour } k > 0 \quad (\text{IV.46})$$

Il est alors possible de définir cinq matrices quadripôlaires telles que :

- \mathfrak{M}_1 décrivant la couche cylindrique comprise entre les rayons $r_e = r_1$ et $r_s = r_{01}$;
- \mathfrak{M}_2 décrivant la couche cylindrique comprise entre les rayons $r_e = r_{01}$ et $r_s = r_{02}$;
- \mathfrak{M}_3 décrivant la couche cylindrique comprise entre les rayons $r_e = r_{02}$ et $r_s = r_2$;
- \mathfrak{M}_4 décrivant la couche cylindrique comprise entre les rayons $r_e = r_{01}$ et $r_s = r_2$;
- \mathfrak{M} décrivant la couche cylindrique comprise entre les rayons $r_e = r_1$ et $r_s = r_2$;

En considérant que les indices des coefficients de chaque matrice sont définis de la même manière, il est alors possible d'écrire :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_1 \\ \tilde{\phi}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathfrak{A} & \mathfrak{B} \\ \mathfrak{C} & \mathfrak{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{T}_2 \\ \tilde{\phi}_2 \end{bmatrix} \Rightarrow \tilde{T}_1 = (\mathfrak{A} + \mathfrak{B}\tilde{H})\tilde{T}_2 \quad (\text{IV.47})$$

ce qui implique :

$$\tilde{T}_2 = \frac{\tilde{T}_1}{(\mathfrak{A} + \mathfrak{B}\tilde{H})} \quad (\text{IV.48})$$

et

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_{01} \\ \tilde{\phi}_{01} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathfrak{A}_4 & \mathfrak{B}_4 \\ \mathfrak{C}_4 & \mathfrak{D}_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{T}_2 \\ \tilde{\phi}_2 \end{bmatrix} \Rightarrow \tilde{T}_{01} = (\mathfrak{A}_4 + \mathfrak{B}_4\tilde{H})\tilde{T}_2 \quad (\text{IV.49})$$

En combinant les équations (IV.48) et (IV.49), il vient :

$$\tilde{T}_{01} = \frac{(\mathfrak{A}_4 + \mathfrak{B}_4\tilde{H})\tilde{T}_1}{(\mathfrak{A} + \mathfrak{B}\tilde{H})} \quad (\text{IV.50})$$

De la même façon, il est possible d'exprimer \tilde{T}_{02} en fonction de \tilde{T}_{01} ou de \tilde{T}_1 :

$$\tilde{T}_{02} = \frac{(\mathfrak{A}_3 + \mathfrak{B}_3\tilde{H})\tilde{T}_1}{(\mathfrak{A} + \mathfrak{B}\tilde{H})} = \frac{(\mathfrak{A}_3 + \mathfrak{B}_3\tilde{H})\tilde{T}_{01}}{(\mathfrak{A}_4 + \mathfrak{B}_4\tilde{H})} \quad (\text{IV.51})$$

Une inversion de Fourier permet de calculer les originaux $T_{01}(r_{01}, x)$ et $T_{02}(r_{02}, x)$ dans l'espace initial en tout point de l'enveloppe cylindrique. La formule d'inversion, i.e. de retour dans l'espace réel (r, x) s'écrit :

$$T(r, x) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\cos(kx)}{N_k} \tilde{T}(r, k) \text{ avec } N_k = \int_0^{\pi} \cos^2(kx) dx = \begin{cases} \pi & \text{si } k = 0 \\ \frac{\pi}{2} & \text{si } k > 0 \end{cases} \quad (\text{IV.52})$$

Les distributions de température obtenues à partir de la distribution du coefficient d'échange théorique représenté Figure IV.2 sont portées sur la Figure IV.7. Elles sont calculées à partir des caractéristiques du capteur (cf Tableau IV.1), les températures T_1 et T_e étant respectivement fixées à 10°C et à 50°C.

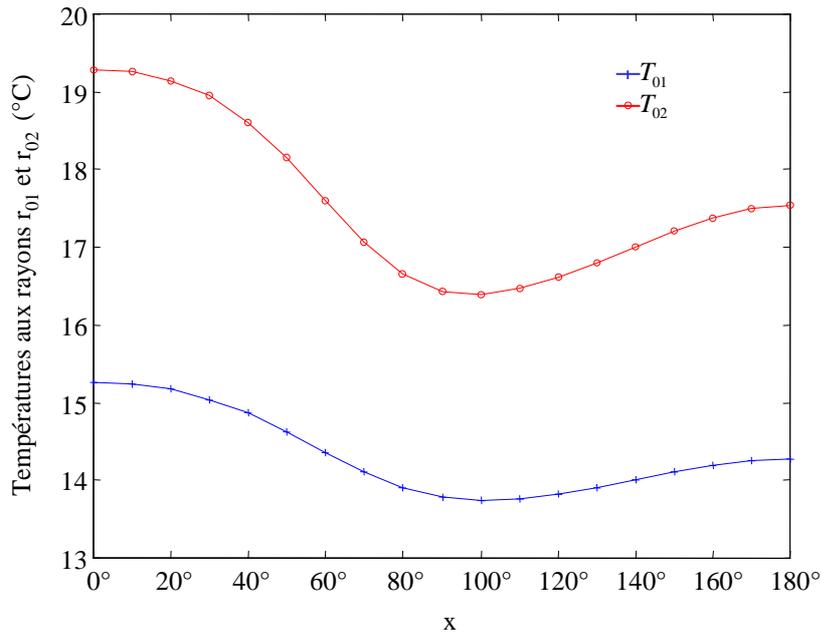


Figure IV.7 : Distributions de température en r_{01} et en r_{02} calculées

IV.2.2. Problème inverse

Il s'agit maintenant, à partir des mesures des températures \tilde{T}_{01} et \tilde{T}_{02} par les différents thermocouples, d'estimer T_2 , ϕ_2 et ainsi de remonter à la distribution du coefficient d'échange $h(x)$ autour du capteur.

Pour cela, considérons la matrice M_2 :

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_{01} \\ \tilde{\phi}_{01} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathcal{A}_2 & \mathcal{B}_2 \\ \mathcal{C}_2 & \mathcal{D}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{T}_{02} \\ \tilde{\phi}_{02} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.53})$$

ce qui implique :

$$\tilde{\phi}_{02} = \frac{\tilde{T}_{01} - \mathcal{A}_2 \tilde{T}_{02}}{\mathcal{B}_2} \quad (\text{IV.54})$$

De l'écriture de la matrice M_3 , il vient d'une part :

$$\tilde{\phi}_{02} = \mathcal{C}_3 \tilde{T}_2 + \mathcal{D}_3 \tilde{\phi}_2 \quad (\text{IV.55})$$

et d'autre part :

$$\tilde{\phi}_2 = \frac{\tilde{T}_{02} - \mathcal{A}_3 \tilde{T}_2}{\mathcal{B}_3} \quad (\text{IV.56})$$

En remplaçant (IV.55) dans (IV.56) :

$$\tilde{T}_2 = \mathcal{D}_3 \tilde{T}_{02} - \mathcal{B}_3 \tilde{\phi}_{02} \quad (\text{IV.57})$$

Ainsi, l'expression de \tilde{T}_2 en fonction de \tilde{T}_{01} et \tilde{T}_{02} est obtenue en remplaçant $\tilde{\phi}_{02}$ par sa valeur (IV.54) dans l'équation (IV.57) :

$$\tilde{T}_2 = \frac{\mathcal{B}_4 \tilde{T}_{02} - \mathcal{B}_3 \tilde{T}_{01}}{\mathcal{B}_2} \quad (\text{IV.58})$$

Et, l'expression de $\tilde{\phi}_2$ en remplaçant \tilde{T}_2 par sa valeur (IV.58) dans l'équation (IV.56) :

$$\tilde{\phi}_2 = \frac{-\mathcal{A}_4 \tilde{T}_{02} + \mathcal{A}_3 \tilde{T}_{01}}{\mathcal{B}_2} \quad (\text{IV.59})$$

Les transformées \tilde{T}_2 et $\tilde{\phi}_2$ sont calculées, harmonique par harmonique, à partir des transformées de Fourier discrètes des températures mesurées en r_{01} et r_{02} . Elles peuvent aussi l'être à partir de ces mêmes températures calculées à partir du modèle direct. En effet, dans un cas comme dans l'autre, les valeurs réelles de ces températures sont disponibles. Mais il nous faut les connaître dans l'espace de Fourier :

$$\tilde{T}(k) = \sum_{i=1}^m y_i w_i \cos(kx_i) \quad (\text{IV.60})$$

avec $w_1 = w_m = \frac{\pi}{2(m-1)}$ et $w_i = 2w_1$ si $i \neq 0$ et $i \neq m$

où y_i représente la mesure de température à un angle x à un rayon donné, et m représente le nombre de mesures.

Ainsi, à partir de l'inversion de Fourier (cf équation (IV.52)) des transformées \tilde{T}_2 et $\tilde{\phi}_2$, il est possible d'obtenir la répartition angulaire du coefficient d'échange estimée tel que :

$$h(x) = \frac{\phi_2(x)}{\pi r_2 T_2(x)} \quad (\text{IV.61})$$

Il est à noter que le nombre d'harmoniques k doit être optimisé puisque le calcul du profil du coefficient d'échange en fonction de l'angle du capteur s'effectue à partir de mesures de températures expérimentales bruitées. La valeur de k optimale est celle qui minimise le résidu moyen R entre les températures recalculées par le modèle direct à partir d'une distribution du coefficient d'échange estimée par méthode inverse et les températures expérimentales correspondantes :

$$R^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\tilde{T}_{0li} - y_{0li})^2 \quad (\text{IV.62})$$

La valeur de ce résidu moyen est minimale pour un nombre d'harmoniques égal à 8.

En théorie, la troncature de spectre minimise les résidus. En pratique, nous disposons de dix mesures de températures. Le nombre d'harmoniques à considérer ne peut donc pas être supérieur à dix. Par ailleurs, les conditions aux limites dans ce type de problème impliquent un signal « mou » comportant un nombre limité d'harmoniques.

IV.3. Résultats

Ainsi, grâce à ce capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique, il paraît possible d'estimer le profil du coefficient d'échange $h(x)$ en fonction de l'angle du cylindre tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes.

IV.3.1. Résultats en conditions propres

Dans un premier temps, afin de valider le modèle inverse, une série de mesures en conditions propres en fonction du débit d'air ont été réalisées. Pour cela, le capteur a été inséré dans la section d'essai de *GAZPAR*. Nous avons choisi de réaliser ces essais pour une température de l'air de 50°C et pour des débits d'air variant de 50 à 100 Nm³.h⁻¹ correspondant à des nombres de Reynolds calculés à partir du diamètre du cylindre compris entre 3.10³ et 6.10³. Les réponses en températures obtenues à partir de ce capteur pour un débit de 50 Nm³.h⁻¹ sont présentées sur la Figure IV.8 :

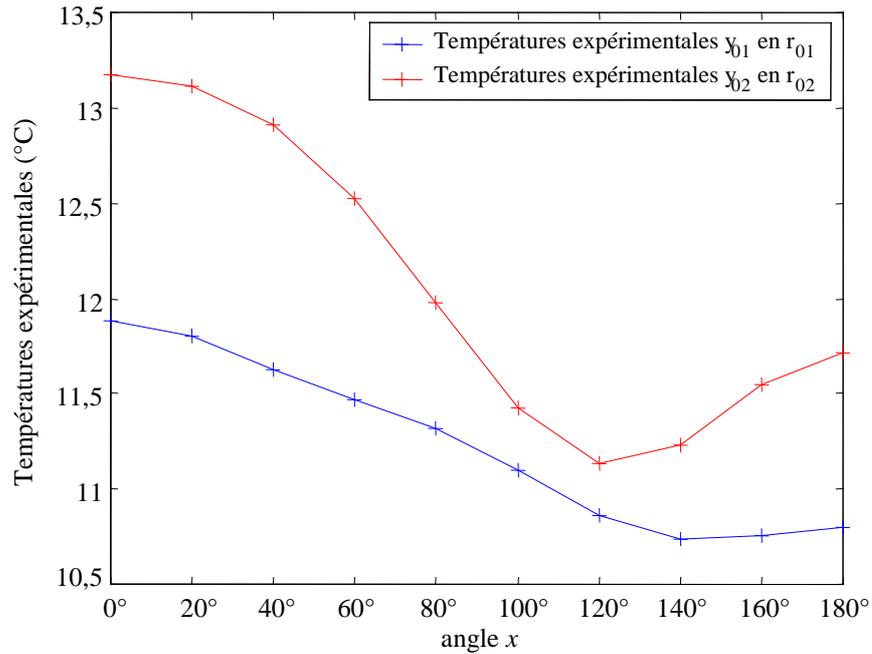


Figure IV.8 : Températures expérimentales mesurées en r_{01} et en r_{02}

A partir de ces réponses en température et de la méthode inverse détaillée au paragraphe IV.2.2, la distribution du coefficient d'échange en fonction de l'angle du cylindre a été estimée pour chaque débit d'air. Ne sont présentés dans ce chapitre que les résultats obtenus pour des débits d'air de 50 et 100 $\text{Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (Figure IV.9). Les résultats concernant les débits manquants sont portés en ANNEXE IV.

Afin de savoir si le profil du coefficient d'échange estimé est cohérent, nous avons choisi d'établir deux sortes de comparaisons :

- La première consiste à le comparer à d'autres profils calculés par les corrélations de Frössling et Eckert (cf paragraphe I.2.2 Tableau I.1) :

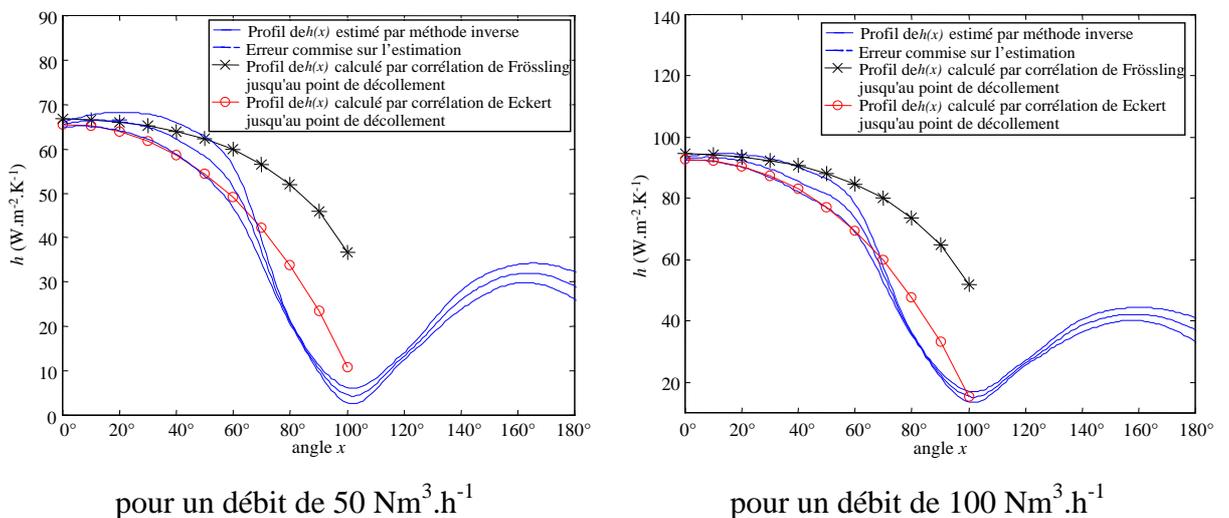


Figure IV.9 : Comparaison entre les profils de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations

Les données expérimentales ont été bruitées numériquement par un bruit blanc selon différents niveaux de bruit afin de calculer l'écart-type sur l'estimation.

Les distributions de coefficient d'échange estimées constituent une image fidèle de l'échange thermique. En effet, le coefficient d'échange est maximal au point d'arrêt ($x = 0^\circ$). Puis, il diminue d'autant plus que l'épaisseur de la couche limite thermique augmente pour trouver son minimum à la rupture ($x = 100^\circ$) de cette dite couche limite qui correspond physiquement à son décollement. Enfin, il augmente à nouveau représentant ainsi l'échange qui a lieu au sein des lâchés tourbillonnaires.

- La seconde consiste à calculer le coefficient d'échange moyen, d'une part, à partir des corrélations de Churchill et de Eckert (cf paragraphe I.2.2 Tableau I.2) appliquées à nos conditions expérimentales, d'autre part, à partir de la distribution du coefficient d'échange estimée et de la formule suivante :

$$\bar{h} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi h(x) dx \quad (\text{IV.63})$$

Les résultats obtenus sont portés dans le Tableau IV.2 suivant :

Débit (Nm ³ .h ⁻¹)	\bar{h} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	$\bar{h}_{Churchill}$ (W.m ⁻² .K ⁻¹)	\bar{h}_{Eckert} (W.m ⁻² .K ⁻¹)	$\frac{\Delta \bar{h}_{Churchill}}{\bar{h}_{Eckert}}$ %
50	36,6 ± 2,1	35,8	34,2	4,7
60	40,6 ± 2,0	39,5	38,2	3,3
70	43,9 ± 2,3	42,8	41,9	2,4
80	46,3 ± 2,0	46,0	45,4	1,3
90	49,3 ± 2,1	49,0	48,7	0,5
100	52,7 ± 2,2	51,9	51,9	0,2

Tableau IV.2 : Comparaison entre les valeurs moyennes du coefficient d'échange obtenues par calcul et par corrélations

Les profils de coefficients d'échange estimés par méthode inverse ainsi que ceux calculés à partir de l'équation (IV.63) semblent cohérents avec les résultats obtenus par corrélations compte tenu de l'écart déjà existant entre ces différentes corrélations (Figure IV.10).

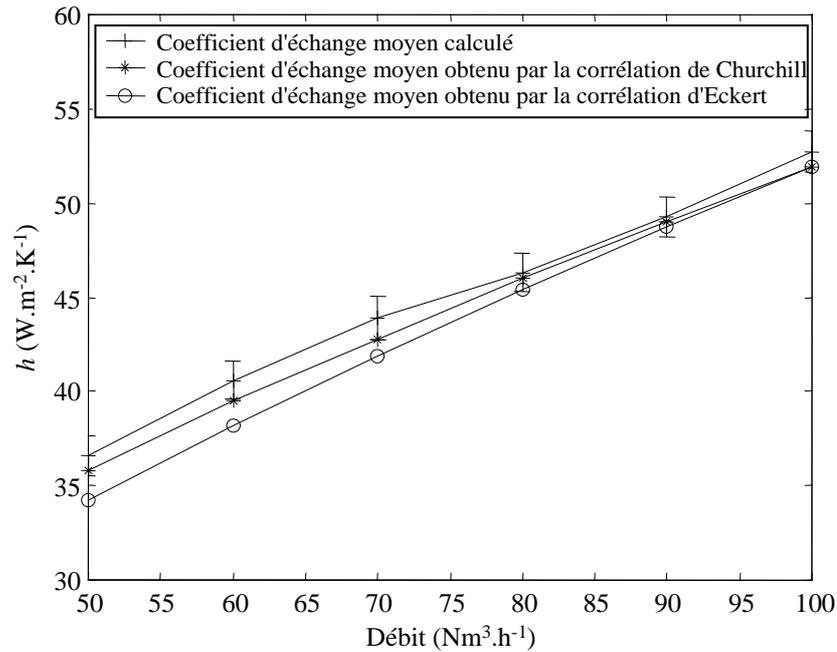


Figure IV.10 : Comparaison entre les valeurs moyennes du coefficient d'échange obtenues par calcul et par corrélations

Ce capteur est donc capable de mesurer précisément la distribution angulaire du coefficient d'échange convectif ainsi que sa valeur moyenne.

IV.3.2. Résultats en conditions encrassantes

Avant de réaliser un essai en conditions encrassantes, quel que soit cet essai, il est nécessaire d'attendre la stabilisation thermique et hydraulique du dispositif expérimental *GAZPAR*. Une fois cette stabilisation atteinte, les particules sont produites par le générateur d'aérosol et sont injectées dans le circuit d'air chaud. Les essais ont été ainsi réalisés sur une durée allant de 2h30 à 72 heures. De la même façon qu'au CHAPITRE III, la concentration de la solution de sulfate de sodium est fixée à 75 g.l^{-1} ce qui correspond à un diamètre aérodynamique moyen médian de particule de 4 micromètres ($Stk = 0,06$).

Les mesures ont été effectuées pour un débit d'air de $100 \text{ Nm}^3.\text{h}^{-1}$ à une température de 80°C ce qui correspond à un nombre de Reynolds de $5,9.10^3$. Le débit d'air de dispersion des particules est fixé à $6,7.10^{-8} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$.

IV.3.2.1. Comparaisons des profils de coefficient d'échange estimés et corrélations

Comme précédemment, les distributions du coefficient d'échange, cette fois en conditions encrassantes, autour du capteur, sont obtenues par méthode inverse. La

Figure IV.11 représente ces différentes distributions pour 11 heures, 24 heures et 72 heures d'encrassement ainsi que le profil du coefficient d'échange dans les mêmes conditions expérimentales mais sans particules injectées.

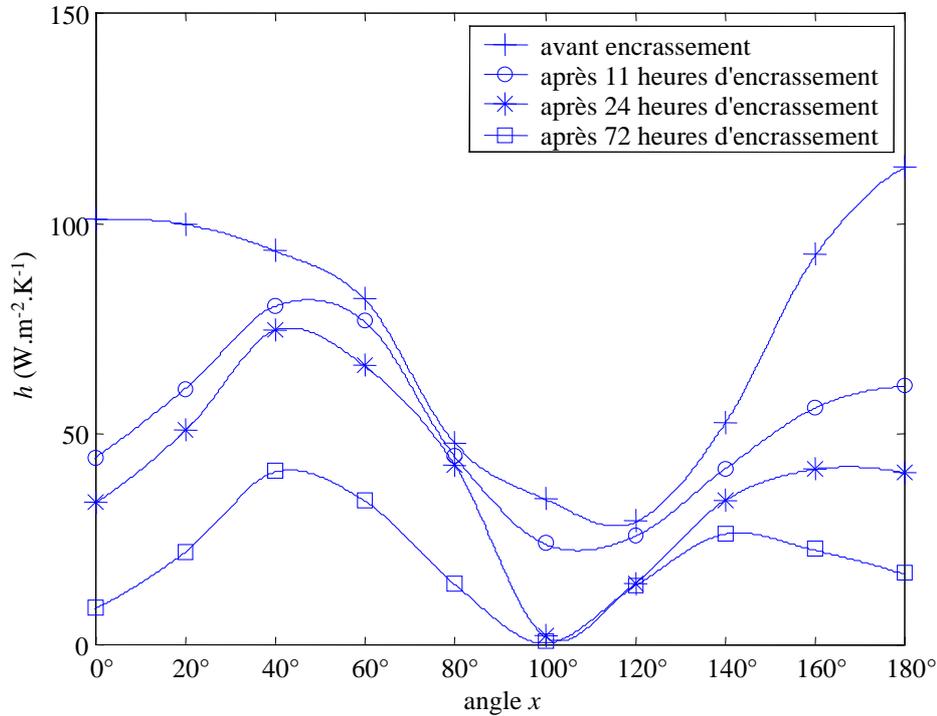


Figure IV.11 : Profil de $h(x)$ estimés pour différents temps d'encrassement

Les données expérimentales ont été bruitées numériquement selon différents niveaux de bruit afin de calculer l'écart-type sur l'estimation. Les résultats obtenus pour chacune des courbes portées sur la Figure IV.11 sont présentés en ANNEXE V.

Les diminutions du coefficient d'échange local les plus importantes se situent en amont et en aval du cylindre, endroits où le dépôt se forme le plus rapidement respectivement par impaction inertielle et projection turbulente. Pour des angles compris entre 40° et 140° , cette diminution se fait moins importante du fait d'un dépôt plus faible. Il est à noter qu'en conditions encrassantes, le maximum de la distribution du coefficient d'échange ne se rencontre plus au point d'arrêt mais pour un angle $x = 40^\circ$. Le profillement progressif en forme de goutte d'eau de l'obstacle peut expliquer ce phénomène. En effet, de nombreuses études [Rodriguez 2002] ont mis en évidence le fait qu'un profil en forme de goutte d'eau permettait de réduire considérablement (4%) le dépôt notamment au voisinage du point d'arrêt en décalant la zone de dépôt. Ce décalage s'effectue à mi chemin entre le point d'arrêt et le point de décollement de la couche limite, typiquement pour des angles compris entre 40 et 60 degrés. Ainsi, les résultats obtenus sont en parfait accord avec les attendus bibliographiques.

Il est aussi possible de calculer le coefficient d'échange moyen correspondant à ces différents profils à partir de l'équation (IV.63) :

	\bar{h} (W.m ⁻² .K ⁻¹)
après 11 heures d'encrassement	51,6 ± 1,9
après 24 heures d'encrassement	40,6 ± 2,2
après 72 heures d'encrassement	21 ± 2,1

Tableau IV.3 : Coefficients d'échange moyens obtenus à partir des différents profils

Dans le but de quantifier les effets de l'encrassement sur le transfert de chaleur, le paramètre de dégradation des échanges de Miller H (cf équation (I.17)) a été représenté sur la Figure IV.12. Il correspond au rapport du coefficient d'échange moyen en conditions encrassantes sur le coefficient d'échange moyen en conditions propres.

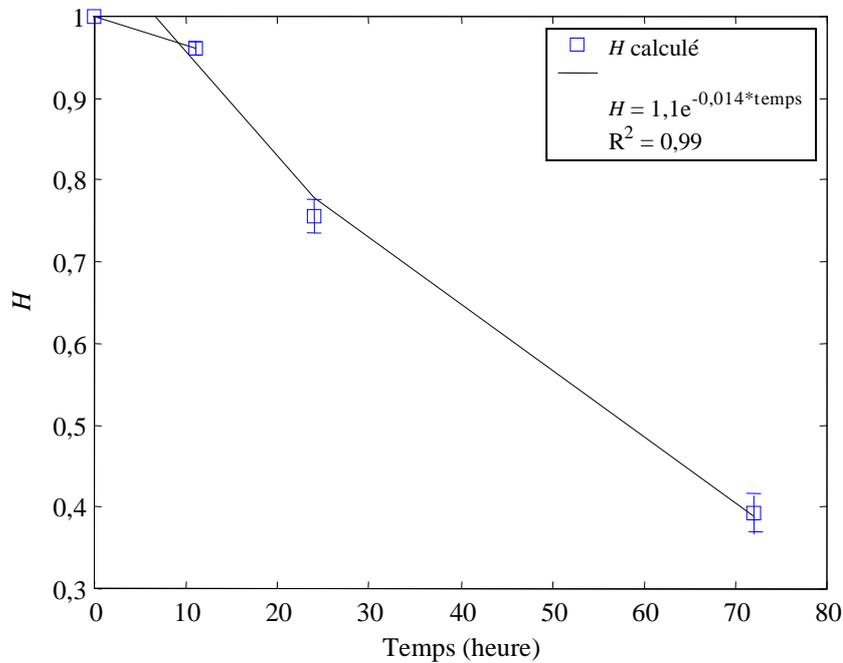


Figure IV.12 : Diminution du transfert de chaleur représentée par le paramètre de Miller

Ainsi, cette dégradation des échanges peut être représentée tout d'abord par une phase d'initiation puis par une phase de diminution suivant une loi en exponentielle. En effet, le phénomène d'encrassement (cf paragraphe I.3.2) présente généralement un comportement asymptotique qui dénote du fait que la résistance d'encrassement atteint, au bout d'un certain temps, une valeur limite. Au bout de 72 heures d'encrassement, les échanges ont déjà diminué de 62 %. Les résultats obtenus sont en accord avec les données bibliographiques sur le sujet. En effet, il est admis qu'en conditions

d'encrassement particulière sur un tube, il existe un phénomène asymptotique encore mal expliqué [Bailer 1998, Chandrasa 1994]. Ce phénomène est attribué :

- soit au fait que le tube profilé pénètre dans l'écoulement tel une aiguille fine ne déviant quasiment pas les lignes de courant et annulant ainsi les effets inertiels créant le dépôt.
- soit au fait qu'il peut exister un seuil au delà duquel un équilibre entre le dépôt (inertiel ou par projection turbulente) et le réentraînement lié aux efforts de cisaillement et au vieillissement se forme.

Notre capteur permet donc de mettre en évidence ce phénomène asymptotique sans toutefois apporter assez d'éléments dynamiques sur sa cause.

Le paramètre de Miller peut aussi être exprimé à partir des profils de coefficients d'échange pour les différents temps d'encrassement. Il permet, cette fois ci, de quantifier les effets de l'encrassement sur le transfert thermique localement. Il est représenté sur la Figure IV.13.

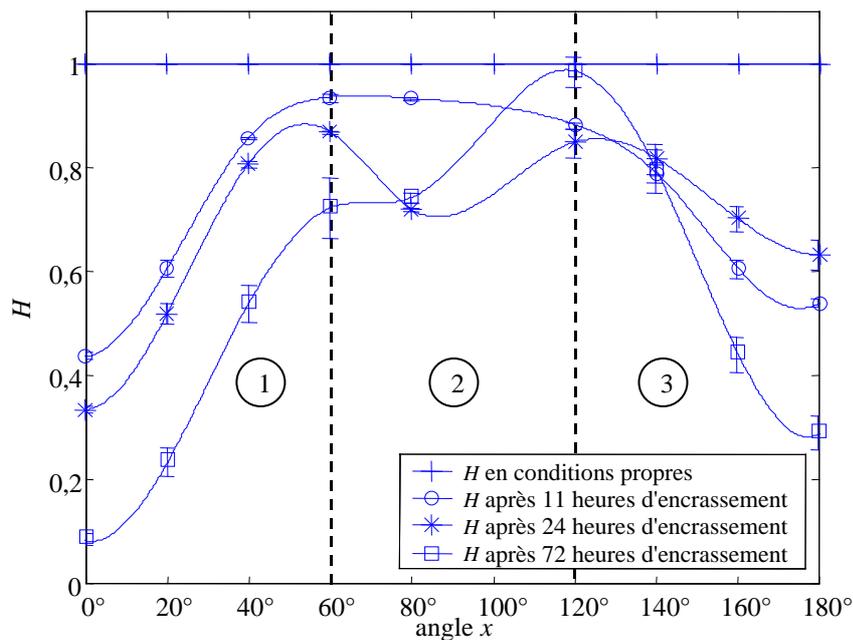


Figure IV.13 : Diminution du transfert de chaleur local représentée par le paramètre de Miller

Il est à remarquer que ce paramètre est petit lorsque l'épaisseur d'encrassement est élevée tel au point d'arrêt ($x=0^\circ$) et dans la zone des lâchés tourbillonnaires ($x > 120^\circ$). Par contre, pour des angles compris entre $x=60^\circ$ et $x=120^\circ$, sa valeur est peu différente de celle en conditions propres ce qui dénote d'un dépôt faible sur cet

intervalle dû à l'épaisseur de la couche limite. Ainsi 3 zones bien distinctes sont mises en évidence sur cette figure :

- La zone où l'ordonnement des courbes s'effectue selon les temps d'encrassement croissants et dans laquelle le paramètre de Miller augmente jusqu'à atteindre un seuil. Le caractère asymptotique est donc ici aussi mis en évidence.
- La zone qui correspond à une zone d'abrasion et de décollement.
- La zone qui correspond à la zone des lâchés tourbillonnaires.

Un comportement dynamique où les courbes en fonction du temps d'encrassement se croisent est observé dans les zones et . Ce phénomène est lié à des relargages de pellicule de dépôt dans ces zones qui sont fortement cisailées et/ou tourbillonnaires.

La cinétique de dépôt mesurée est représentée sur la Figure IV.14 :

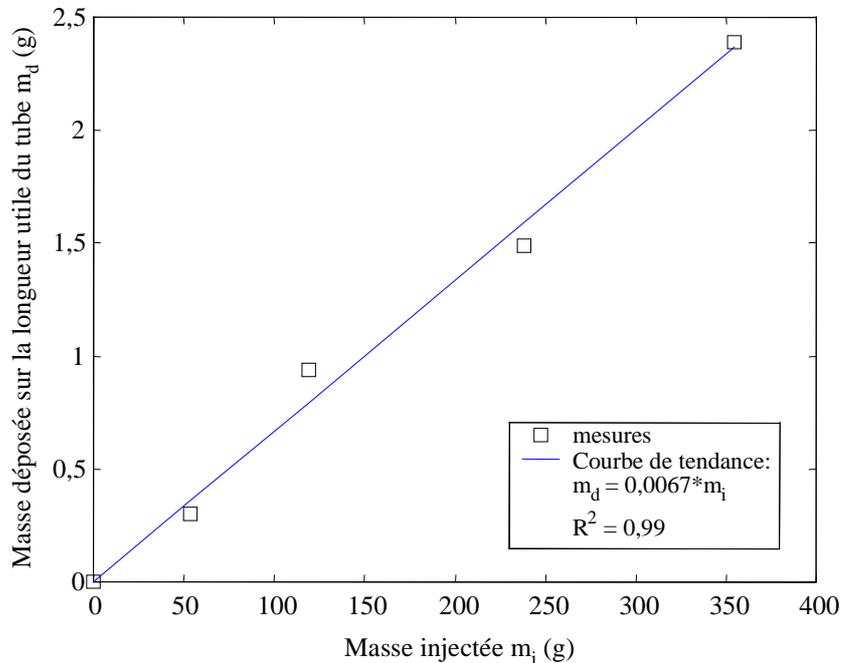


Figure IV.14 : Cinétique de dépôt

La cinétique de dépôt est de type linéaire sans phase d'initiation. L'initiation observée lors de la représentation du paramètre de Miller (Figure IV.12) n'apparaît plus ici. Cette différence résulte de la récupération du dépôt. En effet, les incertitudes de mesure sont plus élevées pour les faibles masses telles celles observées pour 11 heures d'encrassement. L'efficacité de collecte donnée directement par la pente de la cinétique de dépôt est de $6,7 \cdot 10^{-3}$ dans nos conditions expérimentales. Cette valeur est du même ordre de grandeur que celle obtenue par Bailer [Bailer 1998] et celle obtenue par le capteur à excitation thermique interne (cf paragraphe III.2.5.2).

IV.3.2.2. Comparaisons des épaisseurs d'encrassement calculées et mesurées

Une fois les essais en encrassement terminés, le profil discret du dépôt sur le capteur, pour chaque essai, est évalué à l'aide du profilomètre laser (cf paragraphe II.2.4). Ces profils sont représentés sur la Figure IV.15 pour différents temps d'encrassement. L'épaisseur moyenne du dépôt pour chaque temps d'encrassement considéré (Figure IV.15) est calculée en intégrant ces valeurs par la méthode des trapèzes.

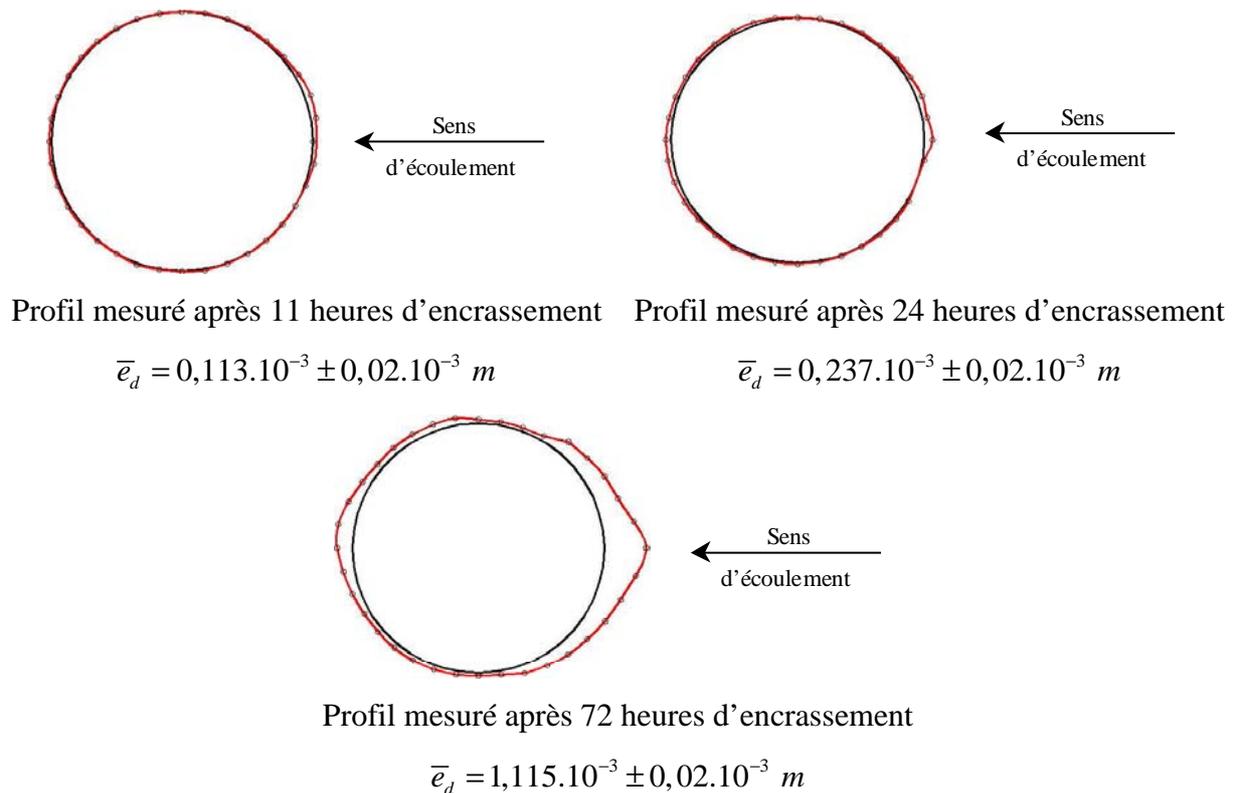


Figure IV.15 : Profils du dépôt mesurés et épaisseurs moyennes correspondantes pour 11, 24 et 72 heures d'encrassement

Afin de savoir si le profil du coefficient d'échange estimé est cohérent, nous avons choisi d'établir deux sortes de comparaison :

- La première consiste à calculer l'épaisseur moyenne du dépôt, pour un temps d'encrassement donné, à partir des valeurs des coefficients d'échange moyens issus de l'estimation, de l'équation (IV.64) et de la conductivité thermique du dépôt ($\lambda_d = 0,07 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et à les comparer aux mesures réalisées avec le laser (Tableau IV.4) :

$$\left(\frac{1}{h}\right)_d = \left(\frac{1}{h}\right)_p + \frac{e_d}{\lambda_d} \qquad (\text{IV.64})$$

Il est important de remarquer que les valeurs des propriétés thermiques du dépôt utilisées ici sont des valeurs moyennes. Elles font une totale abstraction de la cohésion du dépôt qui est inhomogène suivant la position angulaire considérée. En effet, dans les conditions d'encrassement dans lesquelles nous nous sommes placés, différents régimes de dépôts interviennent tels l'impaction inertielle et la diffusion turbulente. Ceci explique le fait que le dépôt sur le capteur n'est pas uniforme suivant l'angle.

	Profilomètre Laser	Estimation
pour 11 heures d'encrassement	$\bar{e}_d = 0,113.10^{-3} \pm 0,02.10^{-3} \text{ m}$	$\bar{e}_d = 0,160.10^{-3} \pm 1,5.10^{-5} \text{ m}$
pour 24 heures d'encrassement	$\bar{e}_d = 0,237.10^{-3} \pm 0,02.10^{-3} \text{ m}$	$\bar{e}_d = 0,232.10^{-3} \pm 3.10^{-5} \text{ m}$
pour 72 heures d'encrassement	$\bar{e}_d = 1,115.10^{-3} \pm 0,02.10^{-3} \text{ m}$	$\bar{e}_d = 0,990.10^{-3} \pm 10^{-5} \text{ m}$

Tableau IV.4 : Comparaison entre épaisseur moyenne mesurée et épaisseur moyenne estimée

Les valeurs calculées à partir des coefficients d'échange moyens sont assez proches des valeurs d'épaisseur moyenne mesurées par profilomètre laser.

- La seconde consiste à calculer l'épaisseur discrète (IV.65), cette fois à partir des distributions de coefficients d'échange estimées et à les comparer avec les mesures obtenues par le laser (Figure IV.16).

$$\left(\frac{1}{h(x)} \right)_d = \left(\frac{1}{h(x)} \right)_p + \frac{(e(x))_d}{\lambda_d} \quad (\text{IV.65})$$

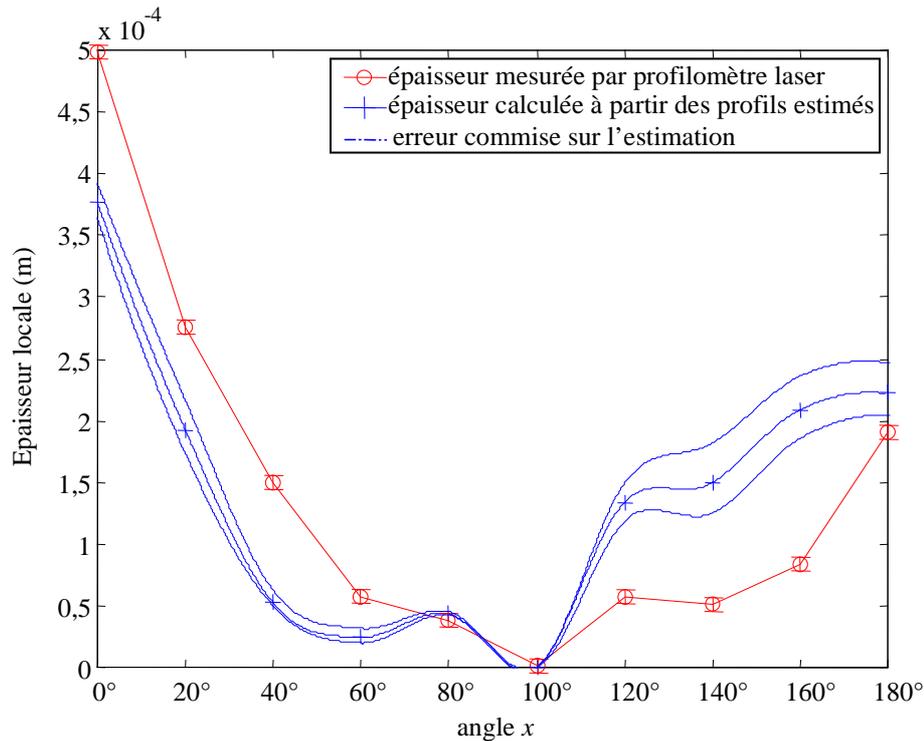


Figure IV.16 : Comparaison entre épaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir du profil de $h(x)$ estimé pour 72 heures d'encrassement

Il en ressort une bonne concordance entre l'allure de ces deux courbes. Il est important de remarquer ici que l'estimation de l'épaisseur discrète minimise la réalité pour des angles inférieurs à 100° et la maximise pour des angles supérieurs à cette valeur. En effet, les calculs ont été effectués à partir d'une valeur de conductivité thermique du dépôt constante sur la périphérie du cylindre. Dans la pratique, ce n'est pas le cas : la nature du dépôt diffère selon le mode de dépôt. En effet, en amont du cylindre, le dépôt est créé par impaction, alors qu'il l'est par projection turbulente en aval. La conductivité thermique a considéré devrait donc être plus élevée en amont du tube qu'en aval, ce qui permettrait alors d'affiner encore les résultats obtenus à partir de l'estimation de l'épaisseur discrète.

Les comparaisons entre épaisseur locale mesurée par laser et épaisseur locale calculée à partir des profils de $h(x)$ pour un temps d'encrassement de 11 heures et 24 heures sont portées en ANNEXE V.

IV.4. Conclusion

Dans un premier temps, nous avons détaillé, dans ce chapitre, la méthode développée par Maillet et Degiovanni, permettant d'estimer la distribution du coefficient d'échange

autour de la surface externe d'un cylindre soumis à une configuration d'écoulement à courants croisés.

Dans un second temps, nous avons adapté cette méthode à nos conditions industrielles. Ainsi, un capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique a été développé de telle sorte qu'il remplace une partie ou la totalité d'un tube d'un échangeur de chaleur de manière à être le plus représentatif possible des conditions thermohydrauliques et encrassantes que subit l'échangeur thermique alors que les méthodes classiques sont encore loin de renseigner sur le transfert de chaleur au sein des échangeurs et de prendre en compte les phénomènes de dépôt mis en jeu.

Ce capteur a montré son aptitude à estimer des profils du coefficient d'échange tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes fournissant ainsi des informations précises sur la perte d'efficacité de l'échangeur soumis à l'encrassement particulaire. En effet, les résultats obtenus ont été confrontés avec succès aux données disponibles de la littérature.

Une évaluation de l'épaisseur de dépôt locale et moyenne sur le tube est aussi obtenue grâce à ce capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique. Il est à noter que cette épaisseur d'encrassement est estimée à partir de mesures *in situ* en temps réel sans que l'utilisateur ait besoin de démonter le capteur.

Ce capteur répond donc parfaitement aux spécifications recherchées dans l'industrie. Il nécessitera, cependant, un travail ultérieur de miniaturisation de manière à être intégré parfaitement à l'environnement industriel.

Chapitre V

Conclusion et Perspectives

CHAPITRE V : Conclusion et Perspectives

V.1. Conclusion générale

Ce travail de thèse, lié au développement et à l'étude des performances de sondes d'encrassement pour échangeurs tubulaires, constitue un travail pluridisciplinaire confrontant les savoir-faire, différents mais ô combien complémentaires, de trois équipes de recherche. Avant toutes choses, il m'a donc fallu m'imprégner des travaux essentiels et respectifs de ces trois équipes afin de réaliser un lien entre elles.

Par le biais de notions sur le dimensionnement, l'évaluation de l'énergie récupérable et l'importance économique des échangeurs, le Chapitre I montre que notre thème de recherche est en connexion directe avec les besoins croissants des utilisateurs d'échangeurs et met en évidence le besoin d'avoir une connaissance précise de la dégradation des performances de tels appareils en fonctionnement en vue de l'optimisation de leur rendement et par là de leur cycle de maintenance.

Le cadre de cette étude a donc été défini, d'une part à partir de contraintes industrielles (Chapitre II), et d'autre part, à partir des résultats d'une recherche bibliographique (Chapitre II) concernant les dispositifs de mesure d'encrassement particulière d'échangeurs de chaleur existants. Au vu de la littérature, il ressort que ces dispositifs sont encore loin de renseigner sur le transfert de chaleur au sein des échangeurs et de prendre en compte les phénomènes de dépôt mis en jeu.

Ainsi, lors de ce travail, notre objectif était de développer, sur la base de nos connaissances en traitement du signal, en métrologie thermique et en thermohydraulique, un ou plusieurs dispositifs représentatifs de l'échange thermique au sein des échangeurs capable de fournir des informations précises sur la dégradation des performances de tels appareils soumis à l'encrassement particulaire.

De ce fait, deux dispositifs de mesure d'encrassement ont été développés et testés dans des conditions quasi –industrielles grâce à la boucle d'essai *GAZPAR*.

Le développement croissant des ordinateurs et des systèmes d'acquisition de données ainsi que la diminution de leur coût permettant leur utilisation de manière standard, a rendu possible le développement de capteurs technologiquement simples, localisés, de

faible coût couplés à des techniques d'estimation de paramètres et de traitement du signal adaptées.

Selon ces critères, le capteur à excitation thermique interne (Chapitre III), par une méthode d'estimation nouvelle, fiable, et robuste puisqu'auto-régressive, permet, à partir de mesures en régime transitoire, l'estimation du coefficient d'échange convectif moyen en conditions propres et l'estimation de l'épaisseur moyenne autour du capteur en conditions encrassantes.

De la même manière, et selon les critères précédemment définis, le capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique (Chapitre IV), à partir d'une méthode réalisée par Maillet et Degiovanni adaptée à nos conditions, permet l'estimation du coefficient d'échange convectif local et moyen tant en conditions propres qu'en conditions encrassantes ainsi que l'estimation de l'épaisseur locale et moyenne sur le tube à partir de mesures en régime permanent.

Ces deux capteurs, bien que de constitutions différentes, associés à des traitements des données différents, permettent tous deux de fournir des informations précises sur la perte d'efficacité de l'échangeur soumis à l'encrassement particulière. Par ailleurs, ils donnent des résultats sensiblement identiques (Figure V.1).

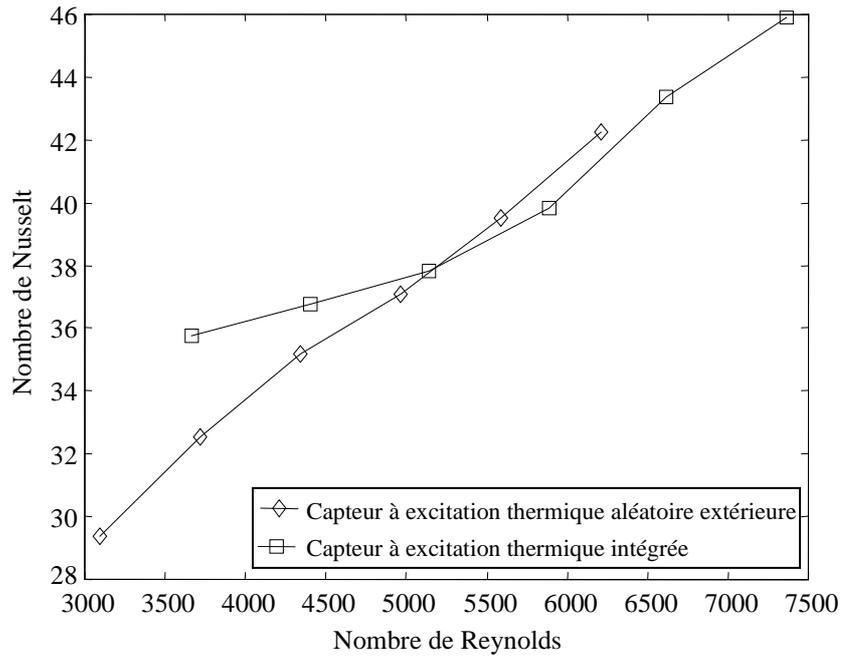


Figure V.1 : Comparaison des résultats obtenus à partir du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique et ceux obtenus à partir du capteur à excitation thermique interne

Il est à noter que les deux paramètres estimés (coefficient d'échange convectif et épaisseur) le sont à partir de mesures in situ en temps réel, quelque soit le capteur considéré, sans que l'utilisateur ait besoin de démonter le capteur.

V.2. Perspectives

Au regard des résultats obtenus à partir de ces deux capteurs, de nombreuses perspectives sont envisagées :

- Les deux capteurs développés lors de ces travaux ne constituent, pour le moment, que des prototypes. En vue d'un transfert technologique vers l'industrie, une étape de miniaturisation des épaisseurs de paroi et de dimensionnement des capteurs ainsi obtenus sont nécessaires.
- Ainsi, il sera possible d'obtenir les paramètres d'échanges tels le coefficient d'échange convectif et l'épaisseur de dépôt, non plus uniquement dans une configuration de tube unique, mais cette fois ci, dans une configuration en faisceau tubulaire.
- La méthode d'estimation de paramètres associée au capteur à excitation thermique interne n'est pas intimement liée à la configuration géométrique de l'échangeur. Il

est donc possible de l'utiliser pour d'autres géométries comme celle des échangeurs à plaques par exemple.

- Par ailleurs, le problème de la détection et du suivi de l'encrassement recouvre de nombreux domaines d'applications autre que celui que nous avons considéré. L'entartrage au sein des industries alimentaires, la corrosion, l'encrassement biologique, l'encrassement des filtres à particules ne constituent que quelques exemples parmi tant d'autres dans lesquels ces capteurs pourraient avoir leur place.

Références Bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [*Afgan et Schlunder 1974*] Afgan, V., Schlunder, E. U., Heat Exchangers ; Design and Theory, Source book, Editions Mac Graw – Hill, 1974.
- [*Bailer 1998*] Bailer, F., Etude des différents mécanismes de dépôt conduisant à l'encrassement particulaire en phase gazeuse des tubes d'échangeurs de chaleur, Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble, 1998.
- [*Beal 1970*] Beal, S. K., Deposition of particles in turbulent flow on channel or pipe walls, Nuclear Science and Engineering, 1970.
- [*Beck 1977*] Beck, J. V., Arnold, K. J., Parameters estimation in engineering science, Editions John Wiley & Sons, New York, 1977.
- [*Bott 1992*] Bott, T.R., Heat exchanger fouling. The Challenge. Fouling Mechanisms : Theoretical and Practical Aspects, Eurotherm Seminar 23, Grenoble, p 3-10, 1992.
- [*Bott 1995*] Bott, T.R., Fouling of Heat Exchangers, Editions Elsevier, Amsterdam-Lausanne-New-York-Oxford-Shannon-Tokyo, 1995.
- [*Boulaud et Bourbigot 1983*] Boulaud, D., Bourbigot, Y., Etude des caractéristiques d'un pulvérisateur acoustique, Projet PITEAS, Rapport interne CEA/DPT/SPIN/LPA, n°343, 1983.
- [*Bouris et Bergeles 1996*] Bouris, D., Bergeles, G., Particle-Surface Interactions in Heat Exchanger Fouling, J. Fluids Engineering, 118, p 574-581, 1996.
- [*Chandrasa 1994*] Chandrasa, Etude expérimentale de l'encrassement particulaire en phase gazeuse sur les tubes

- d'échangeurs de chaleur, Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble, 1994.
- [Chiron *et al* 1984] Chiron, A., Patureau, J. P., Potiron, A., Dispositif de caractérisation du pouvoir colmatant des fumées chargées de particules, Note BERTIN, n° 52-84-09, 1984.
- [Churchill 1977] Churchill, S. W., Bernstein, M., A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, *Journal of Heat Transfer*, ASME 99, p 300-306, 1977.
- [Cotter 1984] Cotter, T. P., Principles and prospects for micro heat pipes, 5th International Heat Pipe Conference Tsukuba, p 328 – 334, 1984.
- [Degiovanni *et Laurent* 1986]. Degiovanni, A., Laurent, M., Une nouvelle technique d'identification de la diffusivité thermique pour la méthode Flash, *Revue de Physique Appliquée*, Volume 21, p 229-237, 1986.
- [Duffau 1991] Duffau, C., Grillot, J. M., Navarro, J. M., Vidil, R., L'encrassement dans les échangeurs : description, prévention, remèdes, GRETh Technique et Documentation, Diffusion Lavoisier, 1991.
- [Eckert 1942] Eckert, E. R., Die Berechnung des Wärmeüberganges in der laminaren Grenzschicht umströmter Körper, *VDI-Forschungsheft*, p 416, 1942.
- [Eckert 1972] Eckert, E. R., Drake, R. M., *Analysis of heat and mass transfer*, Mac Graw-Hill, New York, 1972.
- [Epstein 1978] Epstein, N., Fouling in heat exchangers, *Heat Transfer 1978 : 6th International Heat Transfer Conference*, 6, p 235-253, 1978.
- [Epstein 1983] Epstein, N., Thinking about heat transfer fouling : a 5x5 matrix, *Heat Transfer Engineering*, 4 (1), p 43-56, 1983.

- [*Finkbeiner et al 1993*] Finkbeiner, F., Gonard, T. & Filiol, B., Echangeurs thermiques: Enjeux, marchés, technologie et politique d'innovation., Editions européennes Thermique et Industrie (EETI), France, 1993.
- [*Friedlander 1977*] Friedlander, S. K., Smoke, Dust and Haze : fundamentals of aerosol behavior, Edition John Wiley and Sons, New York, 1977.
- [*Frössling 1940*] Frössling, N., Verdunstung, Wärmeübergang und Geschwindigkeitsverteilung bei zweidimensionaler und rotationssymmetrischer Grenzschichtströmung, Lunds Univ Arsskr Avd 2, 36, p 4, 1940.
- [*Fuchs et Sutugin 1966*] Fuchs, N. A., Sutugin, A. G., Generation and use of monodisperse aerosols, Aerosol Science, Editions C. N. Davies, Academic Press, London, 1966.
- [*Gaussorgues 1989*] Gaussorgues, G., La thermographie Infrarouge, Principe, Technologies, Applications, Edition Lavoisier, 1989.
- [*Glen et Howarth 1988*] Glen, N. F., Howarth, J. H., Modelling refuse incineration fouling, 2nd United Kingdom Conference on Heat Transfer, Institute of Mechanical Engineering, 1, p 401- 420, 1988.
- [*Glen 1992*] Glen, N. F., Flynn, S. F., Grillot, J. M., Mercier, P., Measurement and modelling of fouling on finned tubes. Fouling mechanisms : Theoretical and Practical aspects, Eurotherm Seminar 23, Grenoble, p 181-188, 1992.
- [*Goyhenetche 1991*] Goyhenetche, M., Diagnostic technique et économique de l'encrassement des équipements de transfert thermique dans l'industrie française, Michel Goyhenetche Consultants, France, 1991.
- [*Grillot 1989*] Grillot, J. M., Etude du dépôt de particules en phase gazeuse dans des canaux d'échangeurs thermiques à plaques, Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble, 1989.

- [Grillot et Icart 1997] Grillot, J.M., Icart, G., Fouling of a cylindrical probe and a finned tube bundle in a diesel exhaust environment, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14, p 442-454, 1997.
- [Hesselgreaves 2001] Hesselgreaves, J. E., Compact heat exchangers selection, design and operation, Edition Pergamon, 2001.
- [Hilpert 1933] Hilpert, R., Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren, *Forsch Ingenieurwes* 4, p 220, 1933.
- [Isdale et al 1984] Isdale, J. D., Scott, A. C., Cartwright, G., The use of probes to assess fouling in dirty gas streams, Installation effects in ducted fan systems, institution of Mechanical Engineers, Londres, p 10-118, 1984.
- [Kay 1964] Kay, J. M., Introduction à la mécanique des fluides et la transmission de la chaleur, Editions Dunod, Paris, 1964.
- [Kays et London 1964] Kays, W. M., London, A. L., Compact heat exchangers, Editions Mac Graw-Hill, 1964.
- [Kern et Seaton 1959] Kern, D.Q., Seaton, R.E., A theoretical analysis of thermal surface fouling., *Britanic Chemical Sciences* 4, Volume 5, p 258-262, 1959.
- [Krause et al 1980] Krause, H. H., Cover, P. W., Berry, W. E., Olexsey, R. A., Corrosion and deposit from combustion of solid waste. Part VII : Coincineration of refuse and sewage sludge, *Journal Engineering for Power*, 102, p 698-705, 1980.
- [Lachi 2002] Lachi, M., Caractérisation et couplage conduction – convection en régime transitoire, Habilitation à Diriger des Recherches, Université de Reims, 2002.
- [Laque et Copson 1963] Laque, F. L., Copson, H. R., Corrosion resistance of metals and alloys. Reinhold Publishing Corporation, 1963.

- [Lund et Sundhu 1981] Lund, D., Sandhu, C., Chemical reaction fouling due to foodstuffs, Editions Summerscales, Hemisphere Washington DC, p 437, 1981.
- [Luo et al 2003] Luo, L., Tondeur, D., Gruss, A., Intensification des transferts et conception des échangeurs multi-échelles, Congrès Français de Thermique, SFT 2003, Grenoble, p 39-46, 2003.
- [Maillet et Degiovanni 1989] Maillet, D., Degiovanni, A., Méthode analytique de conduction inverse appliquée à la mesure du coefficient de transfert local sur un cylindre en convection forcée, Revue de physique Appliquée, Volume 24, p 741-759, 1989.
- [Maillet et al 2000] Maillet, D., André, S., Batsale, J. C., Degiovanni, A., Moyne, C., Thermal quadrupoles, solving the heat equation through integral transforms, Editions Wiley and Sons, 2000.
- [Makarevicius 1978] Makarevicius, V., Heat transfer in the presence of physical-chemical factors, Moklas, Vilnius, 1978.
- [Marner et Webb 1982] Marner, J., Webb, R., L., Workshop on an assesment of gas-side fouling in fossing fuel exhaust environment, DOE/ID :12138, 1982.
- [Marner et al 1987] Marner, J., MacDavid, K. S., Muzio, L. J., Development of a gas side measuring device, Heat Transfer Fundamentals Design, Applications and Operating Problems, R. K. Shaw Editions, 108, p 305-314, 1987.
- [Marner 1990] Marner, W. J., Progress in gas-side fouling of heat transfer surfaces, Applied Mechanical Revue, Volume 43, p 35-66, 1990.
- [Merck 1959] Merck, H., J., Rapid calculations for boundary layer transfer using wedge solutions anD asymptotic expansions, Journal of Fluid Mechanics 5, 3, p460-480, 1959.

- [*Miller 1967*] Miller, J.A., Mechanisms of gas turbine regenerator fouling, n°67-LGT-26, ASME, New York, 1967.
- [*Ozisik 1980*] Ozisik, M. N., Heat Conduction, Editions John Wiley and Sons, New-York, 1980.
- [*Padet 1997*] Padet, J., Principes des transferts convectifs, Polytechnica Edition, Paris, 1997.
- [*Perez 1990*] Perez, J. M., Dépôt anisotherme de fines particules sur des surfaces lisses ou ailetées : Applications à l'encrassement des échangeurs sur fumées de moteur diesel, Thèse de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1990.
- [*Perez 2003*] Perez, L., Présentation orale à Tuscaloosa en Alabama lors du Inverse Problems in Engineering Symposium 2003, les 9 et 10 Juin 2003.
- [*Perez et al 2003*] Perez, L., Batsale, J. C., Ladevie, B., Tochon, P., Mise au point d'une sonde de détection d'encrassement pour échangeurs tubulaires, Congrès Français de Thermique, SFT 2003, Grenoble, p 681-686, 2003.
- [*Plumley et Roczniak 1982*] Plumley, A. L., Roczniak, W. R., Natural occurring high-chloride coal and superheater corrosion, Journal Engineering for Power, 104, p 874-884, 1982.
- [*Pritchard 1988*] Pritchard, A.M., The economics of fouling, Fouling Science and Technology, Editions L.F. Melo et al, p 31-43, 1988.
- [*Rodier 1971*] Rodier, J., L'analyse chimique et physicochimique de l'eau, Editions Dunod, 1971.
- [*Rodriguez 2002*] Rogriguez, J. A., Capture de particules sous l'influence de forces extérieures par des éléments d'échangeurs thermiques, Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble, 2002.
- [*Rosner et Atkins 1983*] Rosner, D. E., Atkins, R. M., Experimental studies of salt / ash deposition rates from combustion

- products using optical techniques, Fouling and slagging resulting from impurities in combustion gases, R. W. Bryers Edition, New York, p 469-492, 1983.
- [*Sacadura 1993*] Sacadura, J.F., Initiation aux transferts thermiques, Edition Lavoisier, France, 1993.
- [*Sheikh et al 2000*] Sheikh, A. K., Zubair, S. M., Younas, M., Budair, M. O., A risk based heat exchanger analysis subject to fouling : Economics of heat exchangers cleaning, Energy 25, Elsevier Editions, p 445-461, 2000.
- [*Sohal et Field 1993*] Sohal, M. S., Field testing of a probe to measure fouling in an industrial flue gas stream, Heat Transfer Engineering, Volume 14, n°2, 1993.
- [*Stalhane et Pyk 1931*] Stalhane, B., Pyk, S., Teknisk Tidsskrift, Volume 61, p 339-393, 1931.
- [*Stehfest 1970*] Stehfest, H., Remark on algorithm 368, Numerical inversion of Laplace transform, ACM 53, Volume 10, p 624, 1970.
- [*Sullivan et al 2002*] Sullivan, G. P., Hunt, W. D., Melendez, A. P., Pugh, R., Operations and maintenance, Best practices, A guide to achieving operational efficiency, US Department of Energy, 2002.
- [*Taborek et al 1979*] Taborek, J., Aoki, T., Ritter, R. B., Palen, J. W., Fouling : The major unresolved problem in heat transfer, Chemical Engineering Process, Volume 68, n°2, p 59-67, 1979.
- [*Tech 1993*] Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., Vidil, R., Techniques de l'ingénieur, Traité Mécanique et Chaleur, B2340 à B2344, France, 1993.
- [*Temu et al 2002*] Temu, A. K., Naess, E., Sonju, O. K., Development and testing of a probe to monitor gas side fouling in cross flow, Heat Transfer Engineering, Volume 23, 2002.

- [*Thomas et Grigull 1974*] Thomas, D., Grigull, U., Experimental investigation of the deposition of suspended magnetite from the fluid flow in steam generating boiler tubes, *Brennst-Warme Kraft*, p 109-115, 1974.
- [*Tikhonov et Arsenine 1976*] Tikhonov, A., Arsenine, V., Méthode de résolution des problèmes mal posés, Editions de Moscou, 1976.
- [*Watkinson 1970*] Watkinson, A. P., Epstein, N., Particulate fouling of sensible heat exchangers, 4th International Heat Transfer Conference, 1, p 1-12, 1970.

Annexe I
L'impacteur Andersen

ANNEXE I: L'impacteur *ANDERSEN*

La distribution granulométrique correspond à la variation avec le diamètre, de la probabilité que possède une particule prise au hasard dans une population d'avoir ce diamètre.

Les techniques de mesure de granulométrie sont généralement classées en deux grandes familles : les méthodes optiques et les méthodes dynamiques :

- Les méthodes optiques permettent des mesures localement non intrusives, en temps réel, qui couvrent une gamme très étendue de taille de particules.

Exemple de technique : microphotographie

- Les méthodes dynamiques s'adaptent généralement à des conditions thermohydrauliques variées. Ces méthodes sont simples de mise en œuvre et d'interprétation, ce qui constitue leur principal avantage.

Exemple de technique : impacteur en cascade

Pour obtenir la distribution granulométrique de l'aérosol généré lors de notre étude, l'impacteur en cascade *ANDERSEN* a été utilisé.



Photo A1.1 : Impacteur en cascade *ANDERSEN*

Cet impacteur est un dispositif composé de 6 à 8 étages cylindriques superposés, suivis d'un étage de porte filtre absolu. Tous les étages sont percés de trous cylindriques étroits calibrés dont le diamètre est compris entre 10 μm pour le premier et 0,2 μm pour

le dernier. Chaque étage est muni de plateaux de collecte sur lequel repose un filtre. L'écoulement d'un gaz chargé de particules est accéléré entre deux étages lorsqu'il traverse les orifices et débouche sur un plateau de collecte.

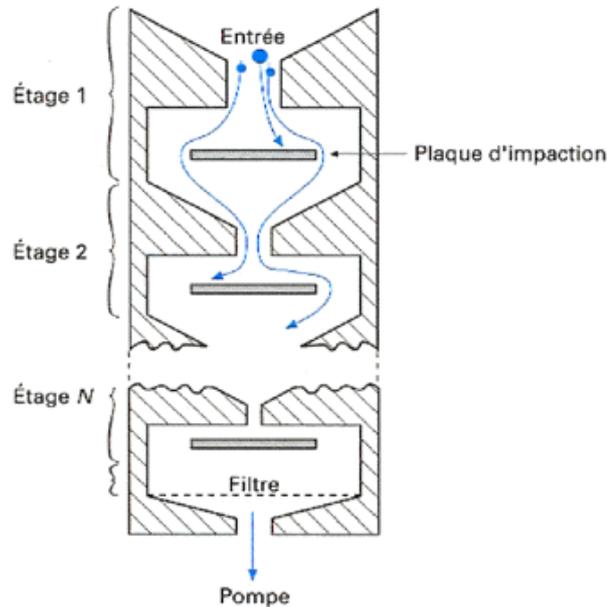


Figure A1.2 : Principe de fonctionnement de l'impacteur en cascade

A partir d'une certaine taille critique, l'inertie des particules devient supérieure à la force de traînée. Les particules ne pouvant pas suivre les lignes d'écoulement défléchies par le plateau de collecte vont le heurter. L'organisation en cascade des étages munis de perforations de plus en plus étroites, à travers lesquelles l'écoulement s'accélère constamment, permet à des particules de plus en plus petites d'être collectées sur des filtres. Les particules trop petites pour avoir été arrêtées lors du passage à travers les huit étages sont recueillies dans le filtre absolu.

Avant toute mesure de granulométrie, l'impacteur *ANDERSEN* doit être calibré avec des particules sphériques de masse volumique égale à celle de l'eau. Les particules collectées sont donc classées d'une manière aérodynamiquement équivalente à celle de particules de référence par rapport à leur taille physique, leur densité et leur forme. Les résultats obtenus sont exprimés à l'aide du diamètre aérodynamique équivalent d_{ae} de particules sphériques de masse volumique 10^3 kg.m^{-3} qui aurait la même vitesse de chute que la particule considérée. La relation suivante permet alors d'obtenir le diamètre des particules :

$$d_p^3 \rho_p = d_{ae}^3 10^3 \quad (\text{A1.1})$$

L'efficacité de collecte d'un étage de l'impacteur pour des particules d'une taille donnée et un débit fixé dépend du nombre de Stokes en l'absence de réentraînement ou de rebond. Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie et de traînée auxquelles sont soumises les particules. Pour les particules inférieures à 1 micromètre, la force de traînée doit être corrigée par le facteur C_u de Cunningham [*Friedlander 1977*].

Le nombre de Stokes corrigé est alors égal à :

$$Stk = \frac{C_u \rho_p d_p^2 U_0}{9 \mu d} \quad (AI.2)$$

où d est le diamètre de la buse.

Annexe II
Capteur à excitation thermique interne

ANNEXE II : Capteur à excitation thermique interne

Ce dispositif est formé de plusieurs parties (Figure A2.1). Le capteur d'une largeur de 50 mm se présente sous la forme d'un système multicouche géométriquement symétrique. Une résistance chauffante, de 10 millimètres de large, munie de plusieurs thermocouples de type T qui mesurent l'élévation de température, est embrassée par deux couches d'isolant (PTFE), elles-mêmes entourées de deux couches d'acier inoxydable. Ainsi, la mesure de température par thermocouples et l'excitation se font simultanément et en un même lieu au sein de ce dispositif. Une alimentation stabilisée permet de fournir un échelon de tension ($Q = 2W$) à l'élément chauffant. Après avoir été amplifié, le thermogramme est enregistré et post-traité à l'aide d'un PC. Les couches d'isolant de part et d'autre de la résistance chauffante permettent de maîtriser le flux injecté. En effet, sans leur présence, la circulation d'eau au sein du capteur (fonctionnement en demi échangeur) homogénéiserait la température.

Dans le but de travailler dans des conditions les plus proches possibles de la réalité industrielle, cette sonde est raccordée à deux parties de tube d'un échangeur. De la même façon, afin de subir les mêmes conditions thermo-hydrauliques et encrassantes que l'échangeur (même si elles sont légèrement modifiées par l'élévation de température générée), les matériaux de surface de ce capteur sont en acier inoxydable.

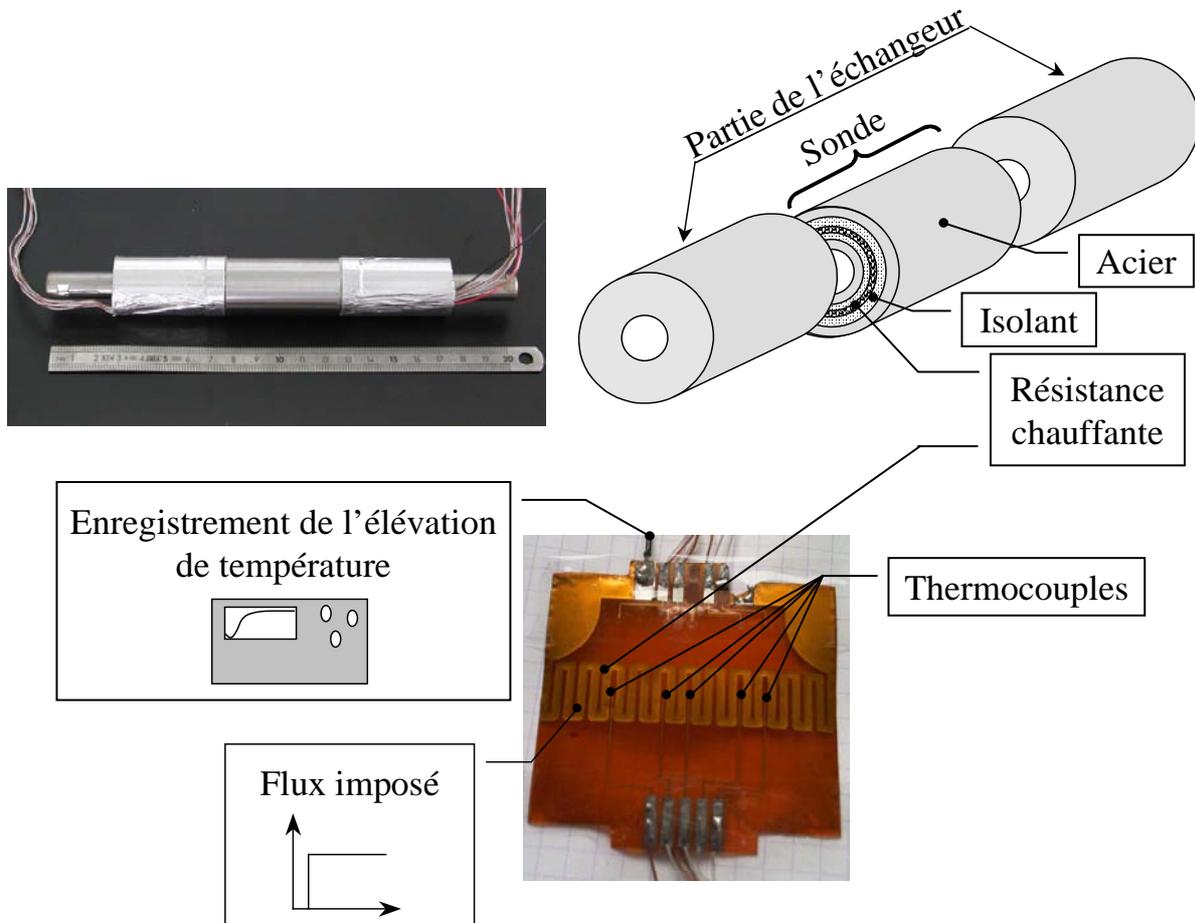


Figure A2.1 : Schéma du capteur à excitation thermique interne

Chacune des couches cylindriques constitutives de ce capteur a une épaisseur de 2 millimètres. Il est à noter que la couche d'isolant la plus extérieure est constituée de deux demi coquilles afin de pouvoir englober la résistance chauffante. Chacune de ces pièces a été usinée avec une précision d'ajustement H6/m5 (mise en place à la masse) afin de limiter le plus possible les problèmes de résistance de contact.

Les caractéristiques du capteur à excitation thermique interne sont portées dans le Tableau A2.1.

Acier	Epaisseur de couche	$e_{acier} = 2.10^{-3}$ m
	Largeur	$2L = 50.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{acier} = 16,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{acier} = 4.10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Isolant	Epaisseur de couche	$e_{Tef} = 2.10^{-3}$ m
	Largeur	$2L = 50.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{Tef} = 0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{Tef} = 2,2.10^5 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Résistance chauffante	Epaisseur de couche	$e_{res} = 0,2.10^{-3}$ m
	Largeur	$b = 10.10^{-3}$ m
	Conductivité thermique	$\lambda_{res} = 0,15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	Chaleur volumique	$(\rho C_p)_{res} = 1,5.10^5 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$
Partie de l'échangeur	Largeur	$l = 50.10^{-3}$ m
	Rayon interne	$r_0 = 5.10^{-3}$ m
	Rayon externe	$r_6 = 13.10^{-3}$ m
Capteur	Rayon interne	$r_0 = 5.10^{-3}$ m
	Rayon externe	$r_6 = 13.10^{-3}$ m

Tableau A2.1 : Caractéristiques du capteur

La résistance chauffante (Figure A2.2) a été réalisée à partir d'une technique de photogravure sur un support de capton. Elle constitue à elle seule un système multicouche. En effet, sur une première couche de capton, les fils de cuivre des différents thermocouples ainsi que les créneaux de l'élément chauffant sont photogravés. Ensuite, sur une seconde couche de capton, les fils de constantan des différents thermocouples sont, eux aussi, photogravés. Enfin, afin de réaliser les différentes soudures chaudes (d'un diamètre de 1.10^{-4} mètre) des thermocouples, les extrémités des fils de constantan et de cuivre sont rivetés. Ainsi, sur une épaisseur de 2.10^{-4} mètre, le système thermocouples – élément chauffant, appelé résistance chauffante, est obtenu. L'élément chauffant représente un cinquième de la largeur de la

feuille de capton sur toute sa hauteur. Sa résistance est de l'ordre de 4,330 Ohm. Les cinq thermocouples de cette résistance chauffante sont placés judicieusement à des angles représentatifs des phénomènes d'écoulement.

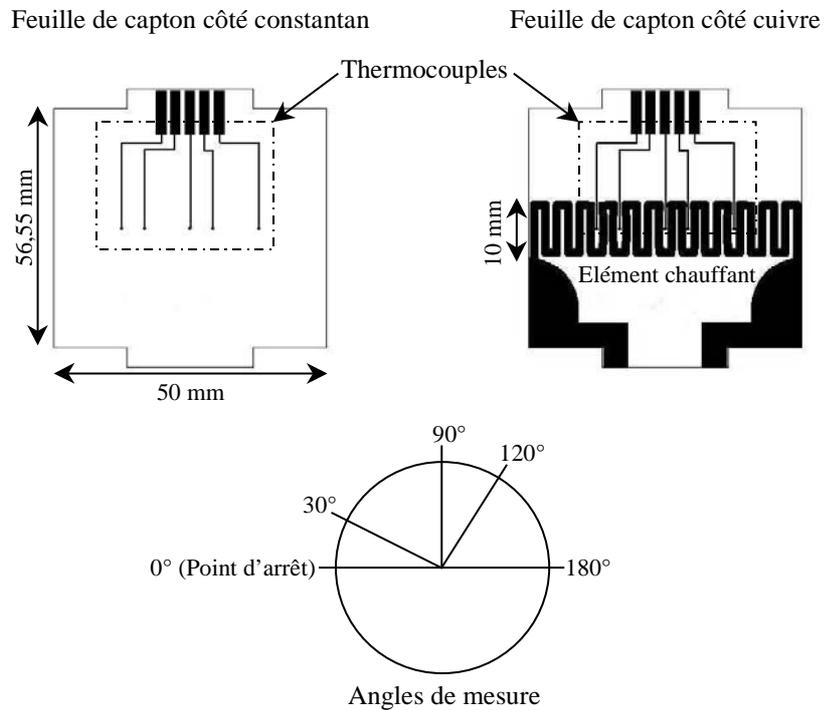


Figure A2.2 : La résistance chauffante

Annexe III
Capteur de caractérisation angulaire de
l'échange thermique

ANNEXE III : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Afin d'obtenir des résultats exploitables et cohérents avec les contraintes industrielles, le capteur développé est conçu en acier inox, c'est-à-dire dans le même matériaux que celui d'un échangeur de chaleur. Pour être représentatif des conditions thermohydrauliques et encrassantes d'un échangeur dans des conditions d'exploitations réelles, il est réalisé de telle sorte qu'il remplace une partie ou la totalité du tube de l'échangeur.

Dans le but de s'affranchir, dans le problème inverse, de la mesure de la température T_1 difficilement approchable avec précision en milieu industriel, la sonde possède deux rangées de thermocouples à deux rayons différents. Il s'agit donc d'un système multicouche constitué de trois cylindres concentriques.

A chacune des deux interfaces entre ces trois différents cylindres, dix thermocouples de type T distants entre eux d'un angle de 20° sont collés. Ils sont ainsi repartis uniformément sur un secteur angulaire de 180° , le zéro correspondant au point d'arrêt de l'écoulement (Figure A3.1). Chaque point en température obtenu par ces thermocouples est réalisé à partir d'une moyenne effectuée sur 60000 points (acquisition sur 300 secondes, 1 point toutes les 5.10^{-3} secondes) afin de limiter au plus les erreurs commises sur la mesure.

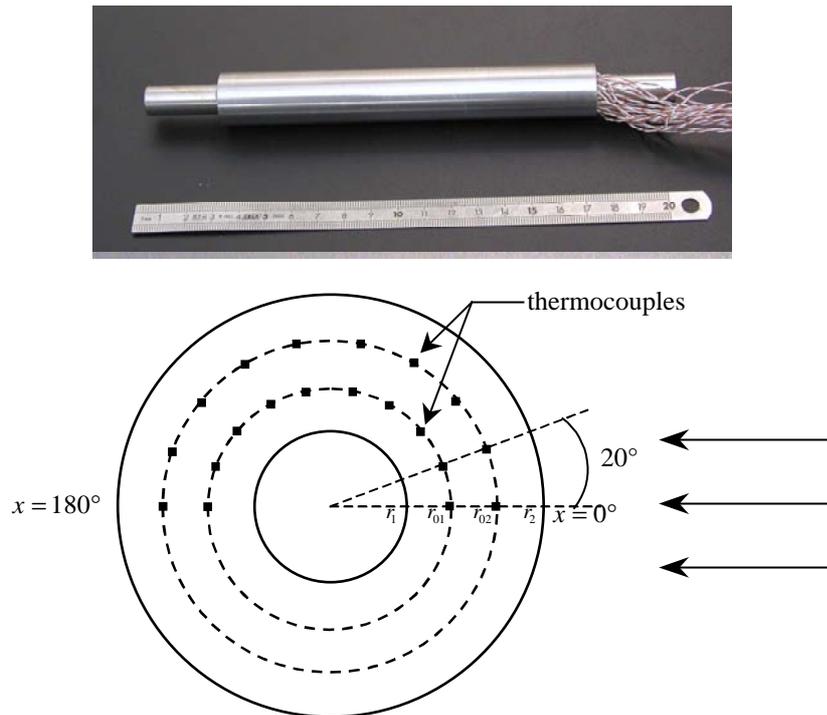


Figure A3.1 : Capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Les différents thermocouples ont un diamètre de soudure chaude de 1.10^{-4} mètre. Ils sont placés et collés dans des rainures usinées à même le tube (Figure A3.2). Nous avons essayé de prendre toutes les précautions possibles afin que l'erreur sur le positionnement des thermocouples soit la plus faible possible (rainure de même côté que la soudure chaude des thermocouples, la soudure chaude des thermocouples est positionnée en butée de rainure...).

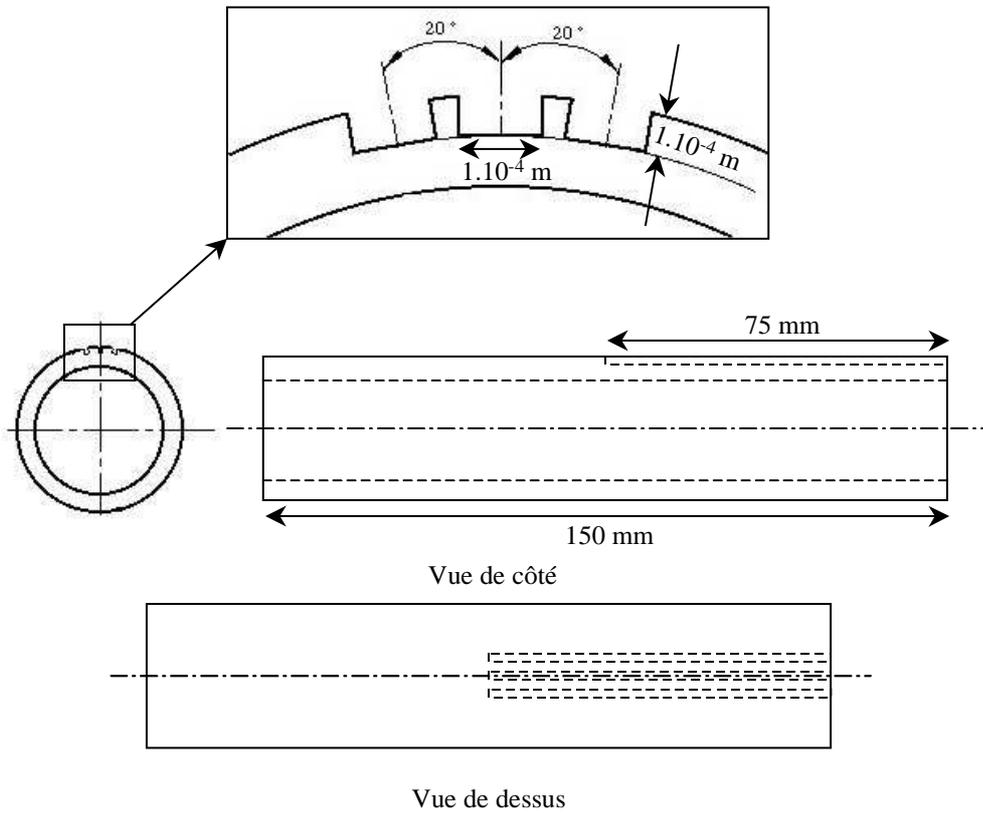


Figure A3.2 : Schéma simplifié d'un des tubes du capteur

Les différentes caractéristiques de ce capteur sont reportées dans le Tableau A3.1 :

Dimensions	rayon interne	$r_1 = 5 \text{ mm}$
	1 ^{er} rayon de mesure	$r_{01} = 7 \text{ mm}$
	2 nd rayon de mesure	$r_{02} = 9 \text{ mm}$
	rayon externe	$r_2 = 11 \text{ mm}$
	longueur	$L = 150 \text{ mm}$
Propriétés	conductivité thermique de l'acier	$\lambda = 16,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
	chaleur volumique de l'acier	$\rho C_p = 4.10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$

Tableau A3.1 : Caractéristiques du capteur

Chacune des couches cylindriques de ce capteur a été usinée avec une précision d'ajustement H6/m5 (mise en place à la masse) afin de limiter le plus possible les problèmes de résistance de contact.

Annexe IV
Résultats en conditions propres du capteur
de caractérisation angulaire de l'échange
thermique

ANNEXE IV : Résultats en conditions propres du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Sont portés ici les différents profils du coefficient d'échange obtenus par méthode inverse à partir du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique ainsi que leur comparaison avec les corrélations de Frössling et Eckert. Et ce, pour une température d'air de 50°C et des débits d'air de 60, 70, 80 et 90 Nm³.h⁻¹.

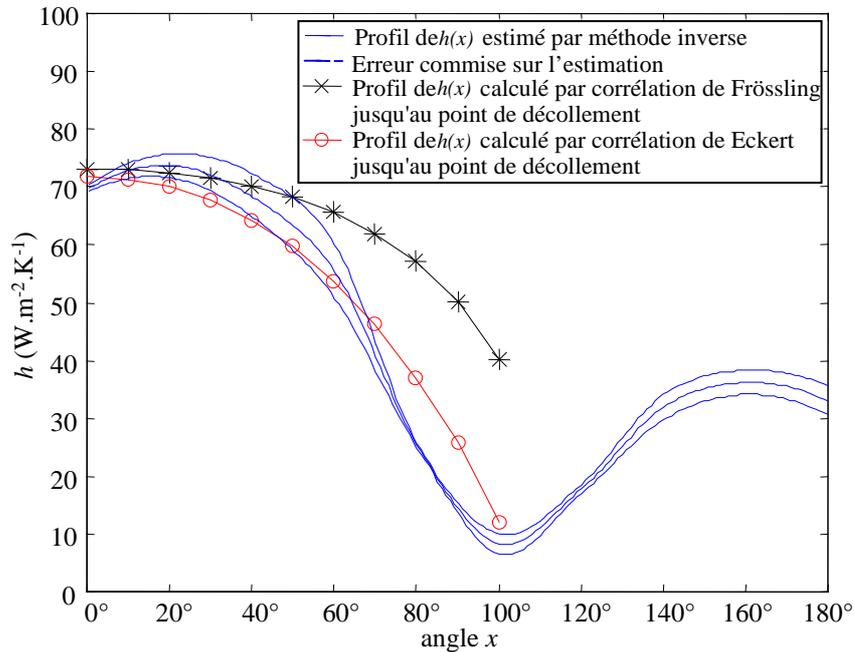


Figure A4.1 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de 60 Nm³.h⁻¹

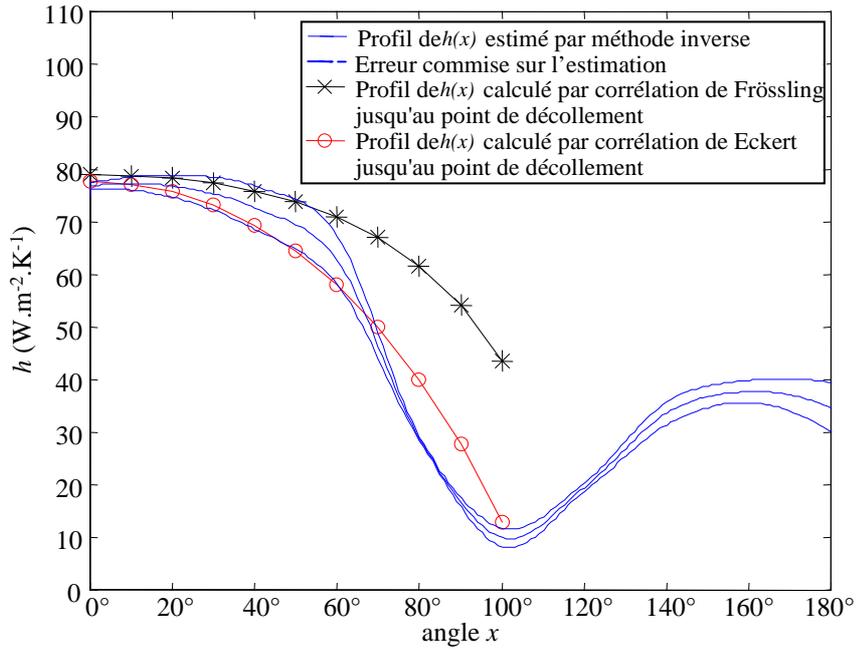


Figure A4.2 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $70 \text{ Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$

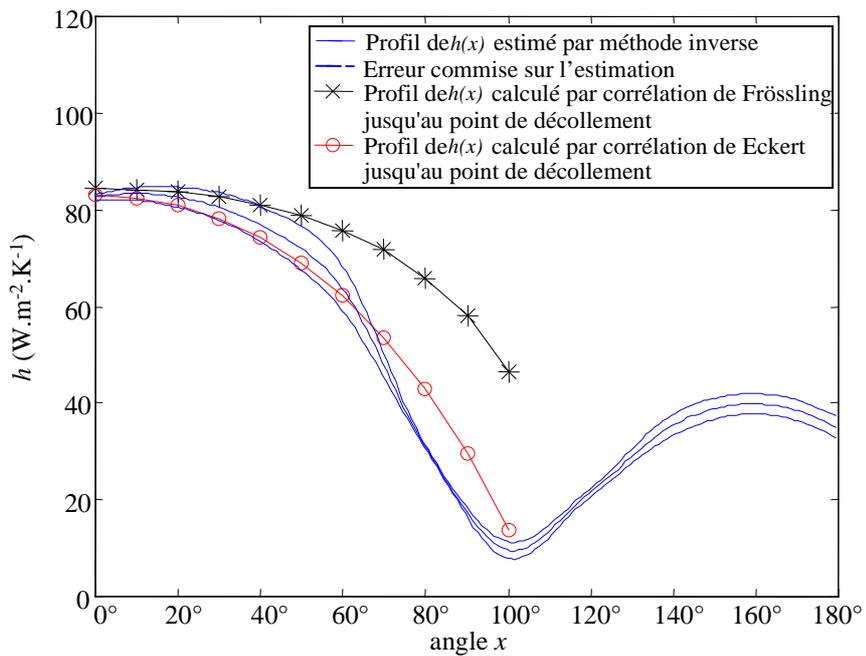


Figure A4.3 : Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $80 \text{ Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$

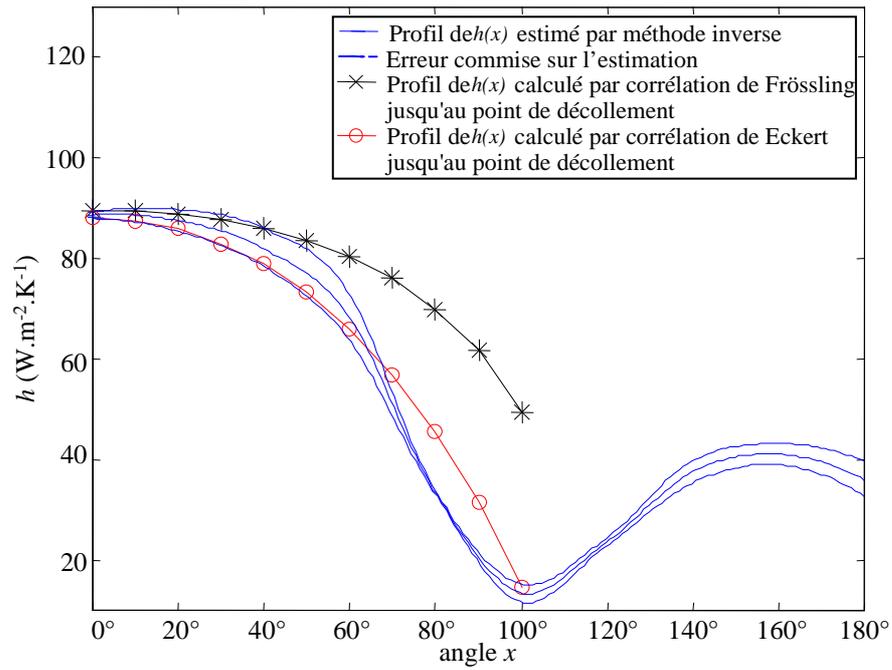


Figure A4.4 Comparaison entre profil de $h(x)$ estimé et calculé par corrélations pour un débit d'air de $90 \text{ Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$

Annexe V
Résultats en conditions encrassantes du
capteur de caractérisation angulaire de
l'échange thermique

ANNEXE V : Résultats en conditions encrassantes du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique

Sont portés ici les différents profils de coefficient d'échange en conditions encrassantes obtenus à partir du capteur de caractérisation angulaire de l'échange thermique et leur écart-type associé.

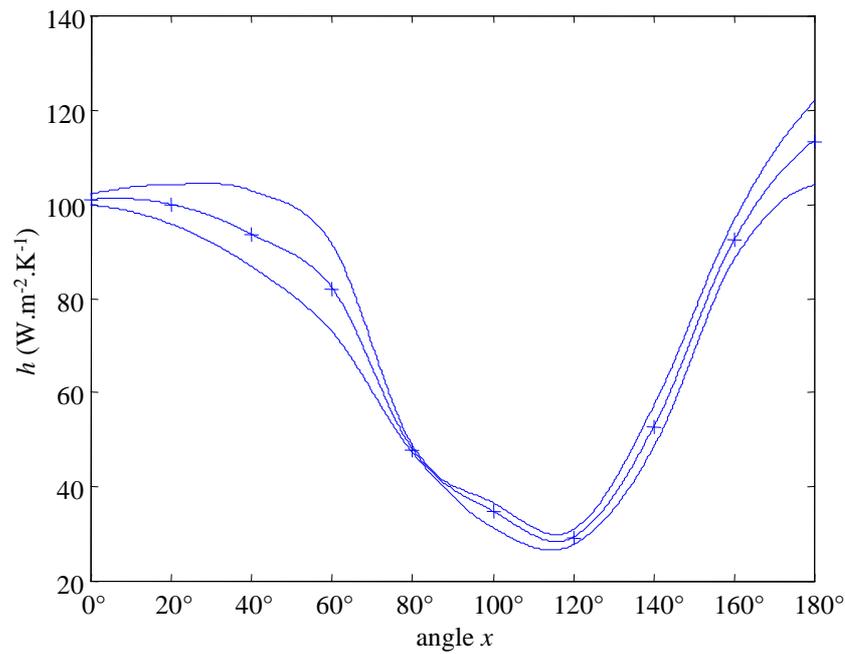


Figure A5.1 : Distribution du coefficient d'échange estimée avant encrassement et écart-type associé

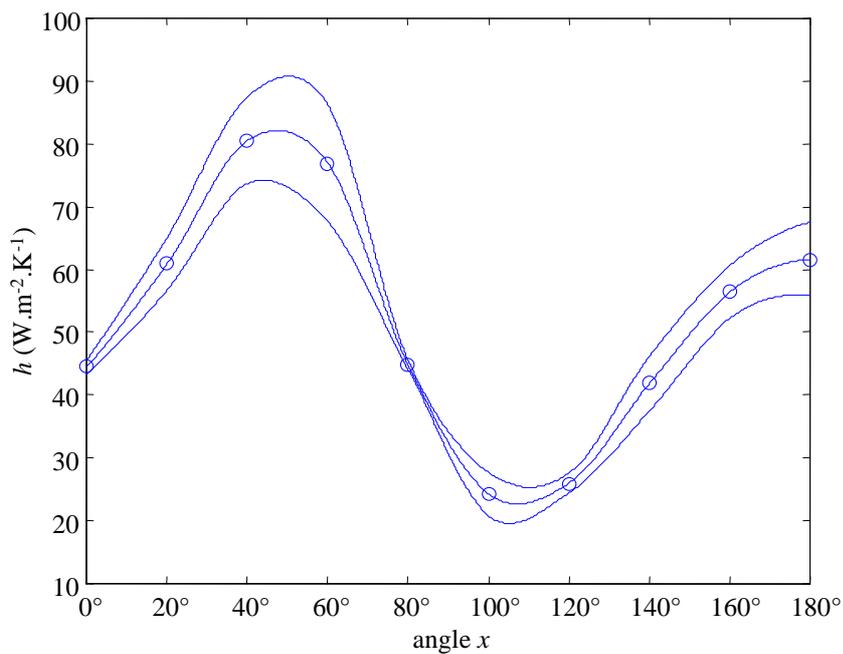


Figure A5.2 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 11 heures d'encrassement et écart-type associé

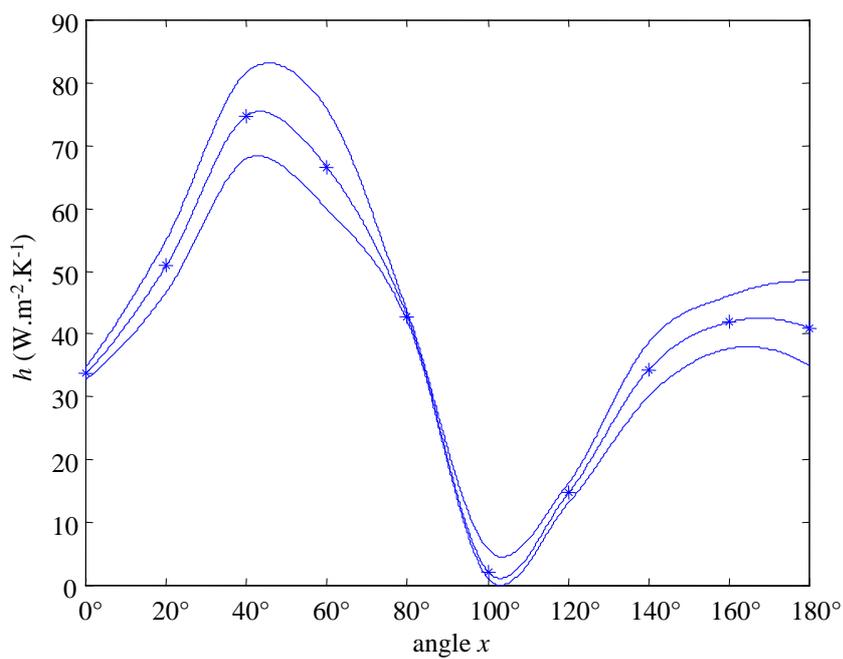


Figure A5.3 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 24 heures d'encrassement et écart-type associé

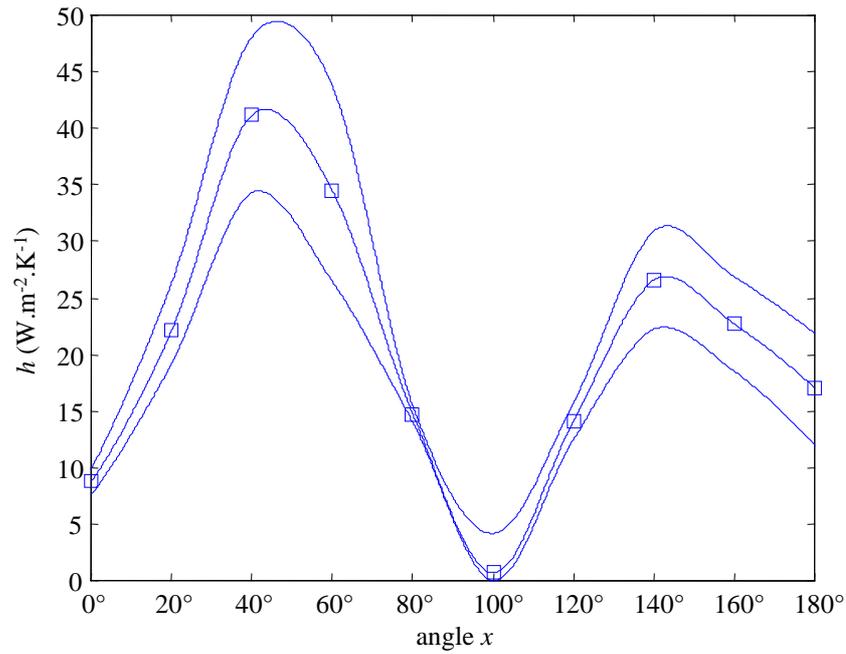


Figure A5.4 : Distribution du coefficient d'échange estimée après 72 heures d'encrassement et écart-type associé

Sont portées maintenant les épaisseurs locales mesurées par le dispositif de mesure sans contact laser ainsi que les épaisseurs locales calculées à partir des profils de $h(x)$ pour un temps d'encrassement de 11 heures et 24 heures. Et ce pour une température d'air de 80°C et un débit de $100 \text{ Nm}^3\cdot\text{h}^{-1}$.

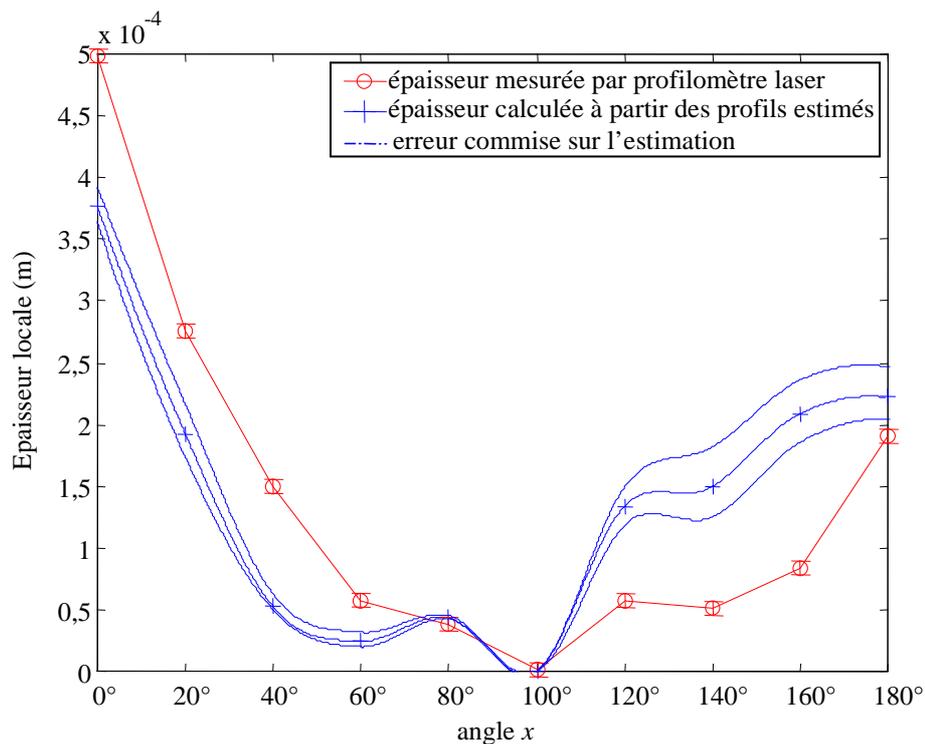


Figure A5.5 : Epaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir des profils de $h(x)$ pour 11 heures d'encrassement

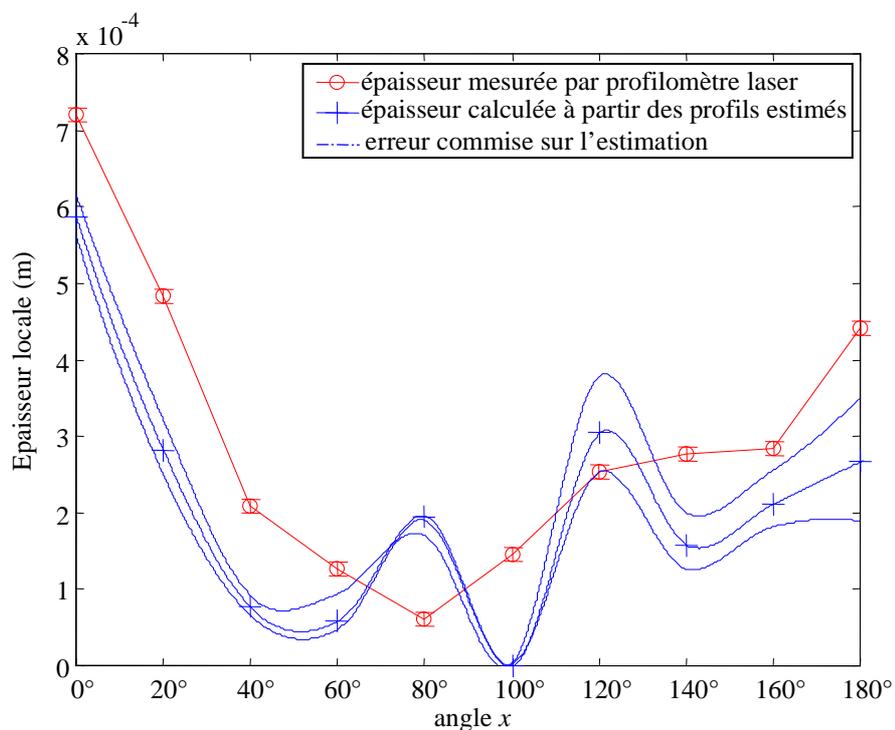


Figure A5.6 : Epaisseur locale mesurée par laser et calculée à partir des profils de $h(x)$ pour 24 heures d'encrassement

Développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés.

Depuis la fin des années 1970, les échangeurs de chaleur ont connu de nouvelles applications liées à la nécessité d'optimiser les dépenses énergétiques. L'encrassement de tels échangeurs est l'une des causes principales de leur perte d'efficacité thermique au cours de leur utilisation. En effet, l'encrassement constitue un problème économique et technologique majeur et fait intervenir des phénomènes physiques complexes. En dépit des efforts déployés depuis ces dernières décennies, les dispositifs de détection et de suivi de l'encrassement existants sont encore loin de renseigner sur le transfert de chaleur et de prendre en compte les phénomènes de dépôt mis en jeu.

Ainsi, le parti pris de notre étude a été de concevoir un capteur thermique le plus représentatif possible des conditions d'utilisation réelles afin d'établir un programme d'entretien efficace. A cet effet, deux capteurs localisés originaux, d'une technologie simple, adjoints à un traitement des données adapté, ont été développés. Ne perturbant que très peu les conditions auxquelles ils sont soumis, ils permettent d'obtenir des informations précises quasi instantanées sur les paramètres représentatifs du degré d'encrassement des échangeurs. Bien que les méthodes développées lors de cette étude soient adaptables à d'autres configurations, le choix, incontestablement restrictif, de travailler sur l'encrassement particulière des échangeurs tubulaires à courants croisés, a été fait.

Le premier capteur, doté d'une excitation thermique interne, permet d'estimer non seulement le coefficient d'échange convectif mais aussi l'épaisseur du dépôt à partir d'une méthode d'estimation robuste en régime transitoire.

Le second capteur permet d'estimer la répartition spatiale du coefficient d'échange convectif ainsi que celle de l'épaisseur de dépôt.

Ces capteurs permettent d'envisager de nouvelles perspectives d'études in situ d'encrassement en milieu industriel. Ils constituent un outil privilégié de maintenance prédictive.

Mots clés : Propriétés thermophysiques - Estimation de paramètres - Quadripôle thermique - Méthode instationnaire – Somme pondérée du signal temporel - Sondes thermiques – échangeurs de chaleur - Encrassement

Development, study of performances and integration of thermal probes for fouling characterisation of tubular heat exchangers.

Ever since the end of the 1970's, heat exchangers have known some new applications linked to the need of the energy expense optimisation. Fouling of such heat exchangers is one of the main causes of thermal efficiency decrease during their use. Indeed, fouling constitutes a major economic and technological problem where complex physical phenomena occur.

In spite of the efforts displayed for these last decades, the existing detection and fouling follow up devices are still far from taking into account the heat transfer and the deposit phenomena involved. Thus, we decide in our study to elaborate a thermal sensor the most possible representative of industrial conditions in order to set up an efficient cleaning programme. To this end, two original localised and technologically simple sensors associated with a data processing adapted were developed. They enable to obtain quasi instantaneous accurate information on representative parameters of heat exchangers fouling degree by disturbing only very little the conditions to which they are subjected. Although the methods developed during this study are adaptable to other configurations, we have chosen in restrictive way to work on gas side particulate fouling of tubular heat exchangers.

The first sensor, using a hot source probe, enable to accurately estimate not only the convective heat transfert coefficient but also the deposit thickness from a reliable transient state estimation method.

The second sensor enable to accurately estimate the convective heat transfer coefficient angular distribution as well as the one of deposit thickness from a steady state estimation method.

These two devices have now to be tested under real conditions of using by a systematic study in industrial processes. They represent predictive maintenance specified tools.

Keywords : Thermophysical properties - Parameters estimation - Thermal quadrupole - Transient method - Weighted sum of transient data- Thermal probes – Heat exchangers – Fouling.

