

Thèse de doctorat
En vue d'obtenir le grade de Docteur de l'Université de
VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Discipline, spécialité selon la liste des spécialités pour lesquelles l'Ecole Doctorale est accréditée :

Mécanique - Energétique

Présentée par Fahd BOUKROUCHE

Ecole doctorale :

Sciences Pour l'Ingénieur (SPI)

Equipe de recherche, Laboratoire :

Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique industrielles et Humaines (LAMIH UMR CNRS 8201)

Modélisation du transfert thermique des câbles en galerie

Soutenue à Valenciennes le 17 février 2017 devant le Jury composé de :

Président

- **Mohammed Lachi** Professeur au laboratoire LTM/GRESPI/URCA de Reims

Rapporteurs

- **Vincent Platel** Maitre de Conférences HDR au laboratoire LaTEP de Pau
- **Didier Saury** Professeur au laboratoire PPRIME UPR CNRS de Poitiers

Examineurs

- **Julien Pellé** Maitre de Conférences HDR au laboratoire LAMIH de Valenciennes
- **François Beaubert** Maitre de Conférences au laboratoire LAMIH de Valenciennes

Directeur de thèse

- **Souad Harmand** Professeur au laboratoire LAMIH de Valenciennes

Membres invités

- **Christophe Moreau** Ingénieur Sénior Liaison par Câbles à EDF - R&D
- **Olivier Moreau** Directeur de Projet à EDF - CIST, Dubai Branch Office

Table des Matières

Table des Matières	3
Liste des Figures	5
Liste des Tableaux	10
Symboles et abréviations	11
Remerciements	14
Chapitre I	
Introduction	16
I.1. Les réseaux de transmission de puissance	16
I.2. Câbles isolés de transmission de puissance	17
I.3. Installation de câbles en galerie.....	20
I.4. Programme de recherche	24
Chapitre II	
Ecoulements autour de cylindres chauffant – Etat de l’art	28
II.1. Etudes académiques sur les écoulements axiaux autour de cylindres chauffants.....	28
II.2. Environnement thermique en galerie – Etat de l’art pour les ouvrages de transmission de puissance	34
II.3. Conclusion	53
Chapitre III	
Bancs d’essais expérimental et approche numérique	55
III.1. Présentation du banc d’essai expérimental.....	55
III.2. Traitement des données expérimentales.....	67
III.3. Présentation des études numériques.....	73
III.4. Validation de la procédure expérimentale : cas d’un écoulement transversal sur un cylindre chauffé	81
III.5. Conclusion	87
Chapitre IV	
Etude du cas d’un câble seul en galerie – Effet de la proximité à une paroi.....	89
IV.1. Présentation de la configuration câble seul	89
IV.2. Dynamique de l’écoulement	91
IV.3. Echanges thermiques	98

IV.4. Conclusion	104
Chapitre V	
Etude du cas de groupes de câbles	106
V.1. Présentation des configurations de groupes	106
V.2. Groupe de deux câbles en nappe	107
V.3. Groupe de câbles en trèfle jointif.....	127
V.4. Conclusion	136
Chapitre VI	
Détermination des lois de comportement thermique	138
VI.1. Stratégie de modélisation	138
VI.2. Câble seul.....	140
VI.3. Groupe de deux câbles en nappe verticale	142
VI.4. Groupe de trois câbles en trèfle	144
VI.5. Impact sur le dimensionnement d'une liaison.....	147
VI.6. Conclusion	150
Chapitre VII	
Etude de l'effet de supports en profilé I sur le refroidissement	152
VII.1. Présentation de la configuration	152
VII.2. Etude du refroidissement avec supports	154
VII.3. Conclusion	159
Chapitre VIII	
Conclusion.....	160
VIII.1. Contribution de l'étude	160
VIII.2. Perspectives et recommandations.....	161
Références	
Annexe A : Liste des publications	169
Annexe B : Dimensionnement du moyen d'essais.....	170
Annexe C : Exemple de calcul des intervalles de confiance	185
Annexe D : Calcul de l'intensité maximale admissible en permanence (IMAP)	186

Liste des Figures

Figure 1 : Architecture simplifiée du réseau de transport d'électricité.....	16
Figure 2 : Constitution d'un câble unipolaire et résistances thermiques associées.....	20
Figure 3 : Installations de câbles en galerie - (a) Schéma de principe ; (b) Installation réelle (Poste de Harcourt - Paris) [2].....	21
Figure 4 : Impact du claquage d'un câble : Le câble est détruit par un court-circuit interne.....	22
Figure 5 : Pose de câbles en galerie (a) suspendus « en guirlande » ; (b) tablettes de support.....	23
Figure 6 : (a) Déficit de vitesse pour différent rapports de courbure [8] ; (b) Profil de tensions de Reynolds sur une couche limite cylindrique pour différent rapports de courbures [8].....	29
Figure 7 : Schéma de l'étude expérimentale [18].....	29
Figure 8 : Isothermes $\theta - \theta_{ambient}$ sur la plaque de visualisation de l'écoulement [18].....	30
Figure 9 : Températures mesurées par le dépôt de crytaux thermo-sensibles TLC [18].....	30
Figure 10 : Comparaison expérimentale du refroidissement selon plusieurs auteurs avec la loi (1) ...	31
Figure 11 : Schéma de l'installation expérimentale [26].....	31
Figure 12 : (a) Nombres de Nusselt calculés par différentes corrélations comparés aux données expérimentales [21]; (b) Effet du rapport d'aspect sur le transfert thermique en paroi [26].....	32
Figure 13 : Schéma du banc numérique de l'étude [27].....	32
Figure 14 : Distributions du flux thermique turbulent normal aux parois interne/externe [27].....	33
Figure 15 : Représentation simplifiée du système câble/mur/sol.....	34
Figure 16 : Schématisation des transferts thermiques en galerie.....	35
Figure 17: Schéma thermique équivalent du système câble/galerie.....	35
Figure 18: Limitation du rayonnement d'un câble à la paroi, du fait de la présence d'un autre câble.....	37
Figure 19 : Galerie rectangulaire assimilée à une galerie circulaire.....	38
Figure 20: Réseau de résistance thermique CIGRE.....	44
Figure 21: Transformation Etoile-Triangle du réseau thermique CIGRE.....	44
Figure 22 : Banc d'essai expérimental de l'étude de Weedy et El Zayyat (a) modèle de câble ; (b) Galerie d'étude.....	48
Figure 23: Réseau de résistances thermiques d'un câble en régime transitoire.....	49
Figure 24 : Réseau de résistances thermiques de la galerie.....	50
Figure 25 : Configurations simplifiées – câble seul en galerie.....	57
Figure 26 : Configuration représentatives – groupes de câbles.....	57
Figure 27 : Etudes complémentaires – Pose de câbles avec suspentes et supports.....	57
Figure 28 : Veine d'écoulement et moyen de ventilation.....	58
Figure 29 : Direction de l'écoulement et section de mesure.....	59
Figure 30 : Composition des modèles réduits de câble.....	59
Figure 31 : Alimentation des modèles réduits de câbles – Transformateurs de courant.....	60
Figure 32 : Instrumentations des modèles de câble – (a) Barre de céramique rainurée ; (b) Etat de surface après gainage.....	61
Figure 33 : Instrumentation en température de la paroi de la veine.....	61
Figure 34 : Alimentation du système fil chaud par pont de Weston.....	62

Figure 35 : Instrumentation fil chaud – (a) câble seul ; (b) deux câbles en nappe verticale.....	62
Figure 36 : Relation type tension / vitesse de calibration des mesures fil chaud.....	63
Figure 37 : Instrumentation par capteur de flux radiatif – (a) câble seul ; (b) deux câbles en nappe verticale.....	64
Figure 38 : Transformateur de mesure de courant.....	65
Figure 39 : Principe de mesure de résistance électrique par la méthode « quatre points »	66
Figure 40 : Mesure de résistance par FI 908MO et OM21 pour un câble	66
Figure 41 : Détermination du nombre de Nusselt	67
Figure 42 : Modèle COMSOL d'évaluation du rayonnement thermique – cas d'étude $Lx = 0,5De$ et deux câbles $Lx = 2De$, $Ly = 1De$	68
Figure 43 : Modèle inverse COMSOL pour le cas d'un trèfle jointif.....	69
Figure 44 : Structure du calcul inverse des coefficients d'échange	70
Figure 45 : Principe de l'évaluation des incertitudes par méthode de Monte-Carlo	71
Figure 46 : Histogramme des occurrences des nombres de Nusselt – cas câble seul $Lx = 0,5De$	72
Figure 47 : Conditions limites utilisées pour les calculs openFOAM.....	76
Figure 48 : Exemples de maillages structurés pour le cas de câble seul.....	79
Figure 49 : Exemple de maillage pour les cas de groupe de câbles	79
Figure 50 : Maillage du groupe trèfle jointif central.....	80
Figure 51 : Stabilisation temporelle de la vitesse axiale et de la température pour deux configurations du cas d'un câble seul	80
Figure 52 : Écoulement autour d'un cylindre transversal – Lignes de courant [72].....	81
Figure 53 : Moyen d'essai en configuration de validation	81
Figure 54 : Setup de la publication de référence [72]	82
Figure 55 : Cylindre en essai (gauche) Publication de référence - (droite) Modèle réduit de câble.....	82
Figure 56 : Domaines de calcul et maillages OpenFOAM et COMSOL.....	84
Figure 57 : Profils de coefficient de pression Cp/Cp_{max} en surface de câble.....	85
Figure 58 : Simulations OpenFOAM – (gauche) Champ de vitesse – (droite) Isosurface de température autour du cylindre.....	85
Figure 59 : Comparaison du profil de nombres de Nusselt de référence avec les données de simulations.....	86
Figure 60 : Comparaison des nombres de Nusselt expérimentaux et numériques	87
Figure 61 : Configuration câble seul – Banc expérimental	89
Figure 62 : Profils de vitesse en zone confinée pour le cas $Lx = 0,5De$ – Comparaison mesure fil chaud / simulation.....	91
Figure 63 : Extraction des profils de vitesse.....	92
Figure 64 : Profils de vitesses numériques adimensionnées - a $ReDe = 11600$; b $ReDe = 26220$	93
Figure 65 : Champs de vitesse et d'énergie cinétique turbulente	94
Figure 66 : Champs de vitesse et d'énergie cinétique turbulente.....	95
Figure 67 : Distribution axiale de la contrainte de cisaillement sur la surface du câble pour différentes valeurs d'espacement Lx - a $ReDe = 11600$; b $ReDe = 26220$	96
Figure 68 : Contrainte de cisaillement à la paroi du câble – coupe droite à $z=2,8$ m	97
Figure 69 : Profils de températures expérimentales pour plusieurs espacement Lx	98

Figure 70 : Distributions locales du flux radiatif en surface de câble	99
Figure 71 : Mesure de l'élévation de température de la paroi proche du câble	99
Figure 72 : Contribution radiative globale pour quatre espacements Lx étudiés	100
Figure 73 : Distribution de nombres de Nusselts locaux numériques pour quatre espacements à la paroi Lx - $a ReDe = 11600$; $b ReDe = 26220$	101
Figure 74 : Nombre de Nusselt moyen pour quatre valeurs d'espacement Lx	102
Figure 75 : Comparaison pour le cas $Lx = 5,7De$ des données expérimentales (écoulement développé) avec un écoulement simulé à un stade non développé.....	103
Figure 76 : Impact du développement de l'écoulement sur le coefficient d'échange thermique - $Lx = 5,7De$	104
Figure 77 : Exemple de configuration de groupes de câbles - (a) Deux câbles en nappe verticale ; (b) Trois câbles en trèfle jointif.....	106
Figure 78 : Comparaison des profils de vitesse expérimentaux et numérique dans l'espacement vertical entre les câbles.....	107
Figure 79 : Profils de vitesse adimensionnés pour le cas d'un groupe de deux câbles - Coupe horizontale pour chaque valeurs d'espacements vertical Ly simulés	109
Figure 80 : Profils de vitesse adimensionnés pour un groupe de deux câbles - Coupe verticale pour chaque valeurs d'espacements à la paroi Lx simulés	110
Figure 81 : Champs de vitesse autour d'un groupe de deux câbles en nappe à sous différentes configurations.....	112
Figure 82 : Distribution local du cisaillement à la paroi en surface du câble supérieur pour $ReDe = 11600$ - (a) $Lx = Ly = 2De$; (b) $Lx = 2De Ly = 0,5De$; (c) $Lx = Ly = 0,5De$ -	113
Figure 83 : Contrainte de cisaillement (a) Comparaison locale et moyenne entre les cas deux câbles en nappe et câble seul en proche paroi ; (b) Distribution radiale pour le cas $Lx = 0,5De Ly = 2De$ avec le cas câble seul $Lx = 0,5De$	114
Figure 84 : Evolution du profil de température locale ($^{\circ}C$) pour chaque câble du groupe en nappe - (a) $Lx = Ly = 2De$; (b) $Lx = Ly = 0,5De$ -	115
Figure 85 : Profils de flux radiatif locaux pour le cas de deux câbles en nappe verticale - (a) $Lx = Ly = 2De$; (b) $Lx = Ly = 0,5De$ -	116
Figure 86 : Contribution radiative globale pour le cas de deux câbles en nappe verticale - Effet de l'espacement Ly pour les cas (a) $Lx = 2De$ (b) $Lx = 1De$ (c) $Lx = 0,5De$ -.....	118
Figure 87 : Evolution du refroidissement convectif local expérimental pour le cas d'un groupe de deux câble en nappe - Effet des espacements Lx et Ly pour les cas (a) $Lx = Ly = 2De$ (b) $Lx = Ly = 0,5De$	120
Figure 88 : Simulation numérique OpenFOAM du refroidissement convectif local pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe - Effet des espacements Lx et Ly pour les cas (a) $Lx = Ly = 2De$ (b) $Lx = Ly = 0,5De$	122
Figure 89 : Evolution du refroidissement convectif moyen pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe - Effet de l'espacement Ly pour les cas (a) $Lx = 2De$ (b) $Lx = 1De$ (c) $Lx = 0,5De$ -	124
Figure 90 : Comparaison des contraintes de cisaillement en surface de câbles pour les cas 2 et 3 câble en nappe verticale - $ReDe = 11600$	126
Figure 91 : Champs de vitesse pour les cas 2 et 3 câbles en nappe verticale - $ReDe = 11660$	127

Figure 92 : Champs de vitesse (a) et (b) pour le cas d'un groupe de câbles en trèfle central – $ReDe = 11600$	128
Figure 93 : Profils de contrainte de cisaillement à la paroi des câbles du groupe trèfle jointif central	129
Figure 94 : Profils de température pour le cas d'un trèfle jointif central pour $ReDe = 11600$ et $ReDe = 26200$	130
Figure 95 : Comparaison des profils de température des deux configurations de trèfle jointif central et $Lx = 1De$	131
Figure 96 : Profils de flux radiatif pour le cas de deux configurations du trèfle jointif central et $Lx = 1De$	132
Figure 97 : Part du rayonnement pour la configurations de trèfle jointif central ($Lx = 5De$) et en proche paroi $Lx = 1De$	132
Figure 98 : Profils de refroidissement local pour deux configurations d'un groupe trèfle	134
Figure 99 : Comparaison du refroidissement entre les cas câble seul et trèfle jointif central	135
Figure 100 : Impact de l'espacement sur le refroidissement convectif d'un groupe de câbles en trèfle	135
Figure 101 : Evolution de la fonction $Cl(Lx/De)$ pour trois nombres de Reynolds	139
Figure 102 : Optimisation des constantes des formules (94) et (95)	139
Figure 103 : Evolution des nombres de Nusselt moyen – Comparaison de la loi de comportement avec les résultats expérimentaux	140
Figure 104 : Comparaison de la formule (96) avec la loi de Weedy et El Zayyat [40]	141
Figure 105 : Comparaison de la formule (93) avec les données expérimentales	142
Figure 106 : Comparaison de la formule (93) avec la loi de Weedy et El Zayyat [40]	143
Figure 107 : Comparaison entre résultats expérimentaux et la loi de comportement (97)	144
Figure 108 : Surface externe et surafce « active » du groupe trèfle	145
Figure 109 : Comparaison du refroidissement moyen d'un groupe trèfle	146
Figure 110 : Impact de l'espacement à une paroi d'un câble seul sur l'IMAP – (a) Intensité pour 1 m.s^{-1} ; (b) Comparaison de la dépréciation pour deux vitesses d'air	149
Figure 111 : Veine d'essais munie de supports – Installation de la configuration trèfle jointif	152
Figure 112 : Contour de température issue du calcul radiatif COMSOL pour le cas trèfle avec supports	153
Figure 113 : Impact de l'introduction de supports type I sur le refroidissement d'une configuration trèfle	154
Figure 114 : Domaine de calcul COMSOL 2D périodique - cas trèfle avec supports	155
Figure 115 : Maillage bas-Reynolds – simulation COMSOL 2D périodique	155
Figure 116 : Champ de vitesse 2D périodique – cas trèfle avec supports	156
Figure 117 : Profils longitudinaux de la contrainte de cisaillement le long des câbles du groupe trèfle avec présence de supports	156
Figure 118 : Position des mesures complémentaires réalisées sur la configuration trèfle avec supports	157
Figure 119 : Comparaison des nombres de Nusselt moyen pour chaque câble du groupe trèfle avec supports	158

Figure 120 : Quantification de l'effet des support utilisés sur chaque câble d'un groupe trèfle – cas $Lx = 1De$	159
Figure 121 : Profil du coefficient de convection variable	173
Figure 122 : Conditions limites	173
Figure 123 : Géométrie et maillage	174
Figure 124 : Position des thermocouples.....	174
Figure 125 : Profil de température pour le cas de Mullite enveloppée dans deux gaines PE	175
Figure 126 : Maillage COMSOL 3D – Câble maquette.....	176
Figure 127 : Résultats de l'étude thermomécanique sans couche PE.....	177
Figure 128 : Ligne de courant dans un divergent Tableau 19 : Valeur de k en fonction de n et α	181
Figure 129 : Montée en pression dans la veine d'essai en fonction de la vitesse dans la veine.....	184
Figure 130 : Processus du calcul des incertitudes des nombres de Nusselt par méthode de Monte Carlo	185
Figure 131 : Calcul CEI pour le cas d'un trèfle jointif	187

Liste des Tableaux

Tableau 1 : Résistivité thermique des matériaux d'isolation pour câbles [1]	18
Tableau 2 : Evaluation de F_m selon la configuration et la position des câbles (tiré de [53]).....	37
Tableau 3 : Valeur de la constante K_p pour différentes configurations de groupe de câbles.....	49
Tableau 4 : Sources et valeurs des incertitudes de mesure par vélocimétrie fil chaud.....	63
Tableau 5 : Calcul des caractéristiques probabilistes des variables – cas d'un câble $Lx = 0,5De$	71
Tableau 6 : Schéma de discrétisation spatiaux utilisés	75
Tableau 7 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages câble seul utilisés.....	78
Tableau 8 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages deux câbles utilisés.....	78
Tableau 9 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages trèfle utilisés	79
Tableau 10 : Correspondance nombre de Reynolds / Vitesse atteinte dans la veine / Vitesse galerie de référence représentée	90
Tableau 11 : Détail du cas d'étude d'un câble seul	90
Tableau 12 : Evaluation de l'impact de la loi de refroidissement développée sur l'IMAP d'un câble seul au centre d'une galerie – Méthode CEI 60287-2-3 [62]et Pilgrim [57].....	147
Tableau 13 : Impact de la loi de refroidissement (87) sur l'IMAP d'un groupe de câble en trèfle central pour deux vitesses d'air	148
Tableau 14 : Matériaux utilisés et caractéristiques thermiques	175
Tableau 15 : Matériaux utilisés et caractéristiques mécaniques.....	177
Tableau 16 : Caractéristiques électriques de l'aluminium.....	178
Tableau 17 : Caractéristiques thermiques matériaux.....	178
Tableau 18 : Coefficients de pertes de charge pour chaque matériau utilisé	180
Tableau 19 : Valeur de k en fonction de n et α	181
Tableau 20 : Perte de charge totale en fonction de la vitesse dans la veine d'essai	183
Tableau 21 : Données d'entrée pour le calcul CEI d'illustration	186

Symboles et abréviations

Paramètres géométriques			Paramètres électriques		
a	Hauteur du modèle réduit	m	C	Capacité électrique	F. m ⁻¹
D_c	Diamètre du conducteur	m	f	Fréquence du courant alternatif	Hz
D_i	Diamètre de la couche i du câble	m	I	Intensité transitée	A
D_e	Diamètre extérieur du câble	m	R_{ac}	Résistivité électrique (courant alternatif)	Ω. m ⁻¹
D_t	Diamètre de la galerie	m	$R_{dc,20}$	Résistivité électrique à 20°C (courant continu)	Ω. m ⁻¹
D_h	Diamètre hydraulique	m	V_0	Niveau de tension du câble	V
D_{equ}	Diamètre équivalent	m	ω_f	Pulsation	rad. s ⁻¹
L	Longueur de la galerie	m	Paramètres de l'écoulement turbulent		
L_e	Longueur d'établissement de l'écoulement	m	A_t	Section de passage de l'air dans la galerie	m ²
L_x	Espacement câble - paroi	m	$C_{p\,air}$	Chaleur spécifique de l'air	kJ. kg ⁻¹ . K ⁻¹
L_y	Espacement entre - câbles	m	δ	Epaisseur de couche limite	m
S_e	Entre-axe (cas de groupes de câbles)	m	ε_T	Dissipation turbulente	s
Paramètres thermiques			κ	Energie cinétique turbulente	m ² . s ⁻²
θ_c	Température d'âme	°C	p_{rgh}	Pression dynamique	Pa
θ_s	Température de surface	°C	p	Pression statique	Pa
θ_0	Température à la surface du sol	°C	τ_w	Contrainte de cisaillement en surface de câble	Pa
θ_{at}	Température d'air	°C	U	Vecteur vitesse	m. s ⁻¹
θ_a	Température de l'air extérieur	°C	U_0	Vitesse d'entrée	m. s ⁻¹
θ_p	Température de paroi	°C	U_z	Composante de vitesse axiale ($\vec{z}$)	m. s ⁻¹
θ_{mur}	Température du mur de la galerie	°C	ρ	Masse volumique	kg. m ⁻³
θ_{amb}	Température de surface du sol environnant	°C			
θ_e	Température du point étoile	°C			

$\Delta\theta$	Echauffement de l'âme par rapport à l'air ambiant	°C	μ	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\Delta\theta_s$	Echauffement de la surface du câble par rapport à l'air ambiant	°C	ν	Viscosité dynamique	Pa.s
$h_{p,conv}$	Coefficient d'échange convectif en surface de parois	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	ω	Taux de dissipation spécifique	s^{-1}
h_{cable}	Coefficient d'échange convectif en surface de câble	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Paramètres des matériaux		
W_J	Pertes linéiques par effet Joule	$W \cdot m^{-1}$	$C_{p,air}$	Capacité thermique de l'air	$J \cdot kg \cdot K^{-1}$
W_c	Pertes linéiques dans l'âme du câble	$W \cdot m^{-1}$	C_i	Capacité thermique de la couche i d'un câble	$J \cdot kg \cdot K^{-1}$
W_d	Pertes linéiques diélectriques dans l'isolant	$W \cdot m^{-1}$	ρ_m	Masse volumique de l'air	$kg \cdot m^{-3}$
W_a	Puissance linéique calorifique évacuée par l'air	$W \cdot m^{-1}$	ρ_{air}	Résistivité thermique de l'air	$K \cdot m \cdot W^{-1}$
$W_{s,conv}$	Puissance linéique échangée par convection par un câble	$W \cdot m^{-1}$	ρ_{sol}	Résistivité thermique du sol environnant	$K \cdot m \cdot W^{-1}$
$W_{s,ray}$	Puissance linéique totale rayonnée par un câble	$W \cdot m^{-1}$	ρ_{PE}	Résistivité thermique des gaines PE	$K \cdot m \cdot W^{-1}$
W_{tot}	Puissance linéique totale dissipée par un câble	$W \cdot m^{-1}$	Paramètres sans dimension		
W_k	Puissance linéique totale émise par les câbles	$W \cdot m^{-1}$	α_0	Coefficient de variation de la résistivité électrique à 20°C	
Φ_{ray}	Densité de flux de rayonnement thermique	$W \cdot m^{-2}$	ε	Permittivité électrique	
P_{ray}	Puissance linéique rayonnée	$W \cdot m^{-1}$	ε_s	Emissivité de la surface	
Résistances thermiques			F_m	Facteur d'angle	
T_1	Résistance thermique entre l'âme et la gaine métallique	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	F_{sw}	Fraction de rayonnement	
T_2	Résistance thermique de l'armure	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	n	Nombre d'âmes chargées dans le câble	
T_3	Résistance thermique du revêtement extérieur du câble	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	N	Nombres de câbles	
T_4	Résistance thermique entre la surface du câble et le milieu externe	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	γ_s	Facteur d'effet de peau	
T_{as}	Résistance thermique convective air/paroi	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	γ_p	Facteur de proximité des câbles voisins	
T_{st}	Résistance thermique radiative	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	P_r	Nombre de Prandtl	
T_{at}	Résistance thermique convective câble/air	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	G_r	Nombre de Grashof	
T_{sol}	Résistance thermique du sol environnant	$K \cdot m \cdot W^{-1}$	Re_{De}	Nombre de Reynolds – sur le diamètre extérieur du câble	

Lexique électrique			
		Re_{D_h}	Nombre de Reynolds sur le diamètre hydraulique
HTA	Niveau de moyenne tension (10 00 Volt < V < 50 000 Volt)	Nu_{De}	Nombre de Nusselt local sur le diamètre extérieur du câble
HTB	Niveau de haute tension (> 50 000 Volt)	$\overline{Nu_{De}}$	Nombre de Nusselt moyen sur le diamètre extérieur du câble

Remerciements

Ce travail de thèse n'aurait pas été possible sans le support et l'implication de nombreuses personnes pour lesquelles j'adresse une pensée ici.

Mes profonds remerciements vont tout d'abord à Christophe MOREAU et Wilfried FRELIN, mes encadrants EDF R&D, pour m'avoir formé tout le long de cette expérience. Je les remercie d'avoir su me guider avec exigence et bienveillance afin de me faire progresser à la fois professionnellement et humainement. Je garderai à cœur leurs conseils et leur exemple pour le reste de ma carrière.

Mes remerciements les plus sincères à tous les membres des équipes M24 et M2A du LME d'EDF, avec qui l'intégration fut une évidence. Les discussions ainsi que l'ambiance du groupe ont toujours été stimulantes et agréables. En particulier, mes remerciements vont à Philippe BARATON, mon chef de groupe, pour m'avoir choisi et permis de participer à ce projet, ainsi que pour sa disponibilité tout au long de la thèse.

Une pensée particulière à notre ex-assistante Fabienne COLLIN, avec qui une belle complicité s'était installée et qui m'a beaucoup aidé à prendre mes marques, partie trop tôt et trop vite.

J'adresse aussi un très grand merci à ma directrice de thèse Mme Souad HARMAND, pour m'avoir fait confiance sur ce projet et m'avoir donné tous les moyens et équipements nécessaires. Ses conseils, son expérience ainsi que son soutien m'ont été très précieux dans mon travail et je la remercie d'avoir su encourager, et canaliser, mes initiatives.

A mes encadrants du LAMIH Julien PELLE et François BEAUBERT, je leur adresse mon amitié et ma reconnaissance pour leur implication constante. Ils ont toujours répondu présents lorsque j'ai eu besoin d'un conseil ou de réponses à mes questions et je les remercie de leur bienveillance et de leur patience à mon égard. Si ce travail a pu aboutir, c'est en grande partie grâce à leur encadrement.

Je remercie cordialement les professeurs Didier SAURY et Vincent PLATEL pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être rapporteurs de mon travail de thèse, ainsi que le professeur Mohamed LACHI d'en être examinateur. Merci encore à Olivier MOREAU qui, bien qu'étant à quelques (milliers) d'encablures d'ici, m'a fait l'honneur d'accepter d'évaluer mon travail.

Mes remerciements à toute l'équipe du LAMIH, enseignants-chercheurs, techniciens et collègues doctorants pour tous les discussions et tasses de cafés échangées pendant ces 3 ans. En particulier un je souhaite bonne chance à Fateh MAMERI pour la suite de sa thèse et un grand merci à Jesse SCHIFFLER pour l'aide technique qu'il a su m'apporter au quotidien au laboratoire.

Enfin, un remerciement très particulier à Jean-Michel DAILLET de l'équipe technique du LAMIH, avec qui j'ai pu partager les joies et bonheurs du montage du moyen d'essai. Il m'a donné une grande partie de son temps et s'est encore impliqué quotidiennement dans son utilisation, sans jamais manquer d'idées ni d'humour dans toutes les situations auxquelles nous avons pu faire face. J'ai beaucoup appris à ses côtés et je me considère fortuné d'avoir travaillé avec lui.

Chapitre I

Introduction

I.1.	Les réseaux de transmission de puissance	18
I.2.	Câbles isolés de transmission de puissance	19
I.2.1.	Types de câbles.....	19
I.2.2.	Constitution des câbles, rôle de chaque couche.....	20
I.3.	Installation de câbles en galerie	22
I.3.1.	Localisation des galeries.....	22
I.3.2.	Constitution d'une galerie.....	23
I.3.3.	Avantage des galeries.....	24
I.3.4.	Inconvénients et contraintes.....	24
I.3.5.	Modes de pose des câbles en galerie.....	25
I.4.	Programme de recherche	26
I.4.1.	Enjeux / Intérêt.....	26
I.4.1.	Programme initial et adaptation de l'étude.....	26
I.4.2.	Contribution de l'auteur.....	27
I.4.3.	Structure du document.....	27

Chapitre I

Introduction

I.1. Les réseaux de transmission de puissance

Les réseaux électriques (transport et distribution) ont pour rôle d'acheminer l'énergie des sites de production vers les lieux de consommation, avec des étapes de changement du niveau de tension dans des postes de transformation. La tension à la sortie des grandes centrales est portée à 400 000 volts (ou 400 kV) pour limiter les pertes d'énergie sous forme de chaleur dans les câbles des réseaux électriques de transport (ce sont les pertes par « effet Joule »). Ensuite, la tension est progressivement réduite au plus près de la consommation, pour arriver aux différents niveaux de tension auxquels sont raccordés les consommateurs (225 000 volts, 90 000 volts, 63 000 volts, 20 000 volts, 400 volts ou 230 volts suivant leurs besoins en puissance).

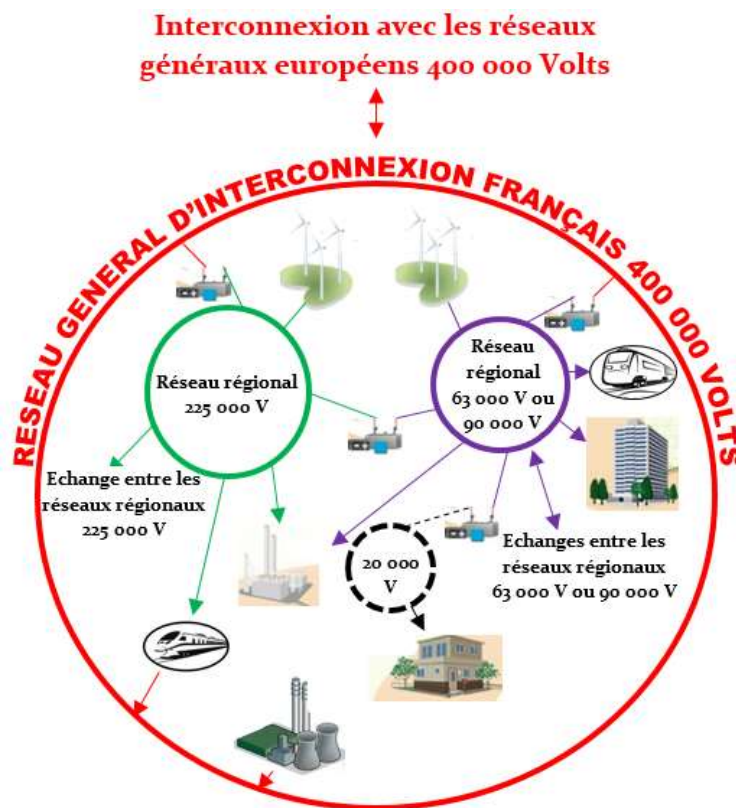


Figure 1 : Architecture simplifiée du réseau de transport d'électricité

Le réseau de transmission, situé en amont des réseaux de distribution, représente plus de 100 000 km de lignes électriques (aériennes et souterraines). Géré par RTE, qui se compose de deux sous-ensembles :

- Le réseau de grand transport et d'interconnexion : 400 000 V

Il est destiné à transporter des quantités importantes d'énergie sur de longues distances. Il constitue l'ossature principale pour l'interconnexion des grands centres de production, disséminés en France et dans les autres pays européens. Ce réseau peut être assimilé au réseau autoroutier. Son niveau de tension est de 400 000 V, soit le niveau de tension le plus élevé en France jusqu'à présent.

- Les réseaux de répartition régionale ou locale : 63 000 à 225 000 V

Ils sont destinés à répartir l'énergie sur des distances plus courtes. Le transport est assuré en très haute tension (225 000 V) et en haute tension (90 000 et 63 000 V). Ce type de réseau est l'équivalent des routes nationales ou départementales dans le réseau routier (avec des flux importants, de nombreux carrefours et croisements...).

Chaque liaison est réalisée par câbles isolés, de type, caractéristiques et tailles différentes selon le besoin.

I.2. Câbles isolés de transmission de puissance

I.2.1. Types de câbles

Un câble se distingue principalement par son isolation électrique et la technique utilisée pour atteindre cette fonction. Pour les réseaux Haute Tension (HTA), jusqu'au début des années 60, la majeure partie des câbles installés était des câbles à huile fluide en 90kV et des câbles isolés au papier imprégné en 63kV. Puis, l'isolation synthétique au Polyéthylène basse et haute densité (PEbd, PEhd) se généralise. En 1987, les câbles HTA sont isolés avec du Polyéthylène Réticulé (PR ou XLPE) et l'épaisseur de l'isolant est réduite.

Jusqu'au début des années 70, les câbles Très Haute Tension (HTB) 225kV sont des câbles à huile fluide ou des câbles oléostatiques (en tuyaux d'acier). A partir de cette date, l'isolation synthétique en PEbd ou PEhd se généralise progressivement sur le réseau français. Jusqu'en 1985, seule la technique des câbles à huile fluide est utilisée pour les réseaux HTB 400kV. C'est ensuite que la technique des câbles à isolation synthétique en PEbd se développe, puis plus récemment les câbles isolés avec du polyéthylène réticulé.

Le type d'isolant électrique conditionne la valeur de température maximale admissible, qui elle-même caractérise la capacité de transport du câble en question. Les résistivités thermiques de chaque type d'isolant communément utilisés sont présentées dans le Tableau 1.

Les câbles à isolation synthétique ont en général l'avantage d'avoir une capacité de transport plus élevée que celle des câbles isolés au papier. De plus, ils nécessitent une maintenance réduite.

Matériaux	Résistivité thermique ($\rho_T = 1/\lambda$) K.m/W
<i>Matériaux d'isolation*</i>	
Papier dans les câbles de type «solid»	6,0
Papier dans les câbles à huile fluide	5,0
Papier dans les câbles à pression externe de gaz	5,5
Papier dans les câbles à pression interne de gaz:	
a) préimprégné	5,5
b) imprégné à masse	6,0
PE	3,5
XLPE	3,5
PPL	5,5
Polychlorure de vinyle:	
câbles jusqu'à 3 kV inclus	5,0
câbles de plus de 3 kV	6,0
EPR:	
câbles jusqu'à 3 kV inclus	3,5
câbles de plus de 3 kV	5,0
Caoutchouc butyle	5,0
Caoutchouc	5,0
* Pour les calculs des intensités admissibles, on estime que les écrans semiconducteurs ont les mêmes propriétés thermiques que les matériaux diélectriques sur lesquels ils sont appliqués. Lorsque des matériaux plastiques ou élastomériques sont utilisés comme revêtements de protection, les résistivités thermiques seront les mêmes que celles indiquées dans le tableau pour la catégorie «matériaux d'isolation».	

Tableau 1 : Résistivité thermique des matériaux d'isolation pour câbles [1]

I.2.2. Constitution des câbles, rôle de chaque couche

Les câbles utilisés en HTA et HTB sont en grande majorité du type unipolaire (un câble par phase du réseau) et à champ radial.

Les câbles les plus simples sont constitués de la manière suivante, quel que soit le type d'isolant utilisé (cf. Figure 2) :

- **Une âme** conductrice destinée à transiter le courant électrique. Elle est en général constituée d'un câblage de fils en cuivre ou en aluminium disposés en hélice pour les faibles sections et en segments pour les fortes sections (> 1600 mm²) ce qui contribue à diminuer l'effet de peau du conducteur et à obtenir ainsi une résistance électrique plus faible en alternatif.
- **Un écran semi-conducteur sur âme (ou interne)** destiné à uniformiser le champ

électrique au voisinage de l'âme et à atténuer l'effet de brin qui conduirait à des élévations locales du champ électrique, plus ou moins intenses, à la périphérie de l'âme pouvant produire une détérioration rapide de l'enveloppe isolante.

- **Une enveloppe isolante** destinée à isoler électriquement le conducteur et l'écran métallique, ce dernier étant au potentiel de la terre, ou à un potentiel voisin de celui de la terre. Le choix du matériau isolant doit répondre aux critères physiques suivants :
 - ✓ une **rigidité diélectrique élevée** pour diminuer l'épaisseur de l'isolant et donc le coût du câble
 - ✓ une **faible permittivité relative** afin de diminuer sa capacité et donc sa puissance réactive
 - ✓ une **température de fonctionnement élevée** pour augmenter l'énergie transportée et/ou faciliter les surcharges
 - ✓ une **faible résistivité thermique** pour favoriser l'évacuation des pertes
 - ✓ un **faible angle de pertes ($\tan \delta$)** puisque les pertes diélectriques qui s'ajoutent aux pertes dans le conducteur sont directement proportionnelles à cette valeur.
- **Un écran semi-conducteur sur enveloppe isolante** (ou externe) qui entoure l'isolant et forme une seconde électrode cylindrique permettant d'assurer un champ électrique radial. Il assure un "effet matelas" en particulier pour permettre la dilatation de l'isolant.
- **Un écran métallique** assure le retour des courants de court-circuit lors d'un défaut. L'écran permet au courant de retourner à la terre par des liaisons appropriées et protège parfois le câble contre d'éventuelles pénétrations d'humidité pouvant dégrader l'enveloppe isolante et conduire une destruction du câble. L'écran métallique est le siège de pertes supplémentaires par effet Joule et par courants de Foucault. Il peut être composé d'un tube de plomb, d'une feuille en aluminium (ou en cuivre) ou d'une nappe de fils métalliques. Une composition de ces éléments peut aussi être utilisée (écran composite).
 - Courant de court-circuit : Augmentation brutale de l'intensité électrique lors d'un dysfonctionnement ou d'un défaut au niveau du circuit électrique.
 - Courants de Foucault : Courant induits prenant naissance dans un conducteur métallique soumis à une variation de champ magnétique.
- **Une gaine de protection extérieure** qui sert à éviter le contact de l'écran métallique avec l'extérieur (pour éviter d'éventuels problèmes de corrosion) et qui permet une protection mécanique du câble lors du tirage et autres manipulations. Elle est constituée d'une enveloppe en polychlorure de vinyle pour ses qualités de non-propagation de la flamme ou en polyéthylène basse, moyenne ou haute densité.

Par ailleurs, les particularités suivantes peuvent être rencontrées :

Dans le cas des câbles à pression interne d'huile fluide, un fretage radial est interposé entre l'écran métallique et la gaine de protection extérieure. Il assure la tenue du câble à la pression de l'huile. Il est constitué de rubans d'acier inoxydable et amagnétique. Pour les câbles sous-marins, on dispose

une armure constituée de fils d'acier au-dessus de la gaine de protection. Elle assure principalement la protection mécanique du câble contre les agressions externes et lors des opérations d'installation.

Les différentes couches du câble sont caractérisées par leur résistance thermique : T_1 pour l'enveloppe isolante (rubans semi-conducteurs inclus) et T_3 pour la gaine ou le revêtement extérieur. T_2 n'est considérée que dans le cas où le câble comporte une armure (câbles sous-marins, non-représenté ici).

La résistance thermique des conducteurs (métalliques) est négligée devant celle des isolants.

Les câbles considérés dans cette étude sont unipolaires et ne comportent pas d'armure d'où la résistance $T_2 = 0$.

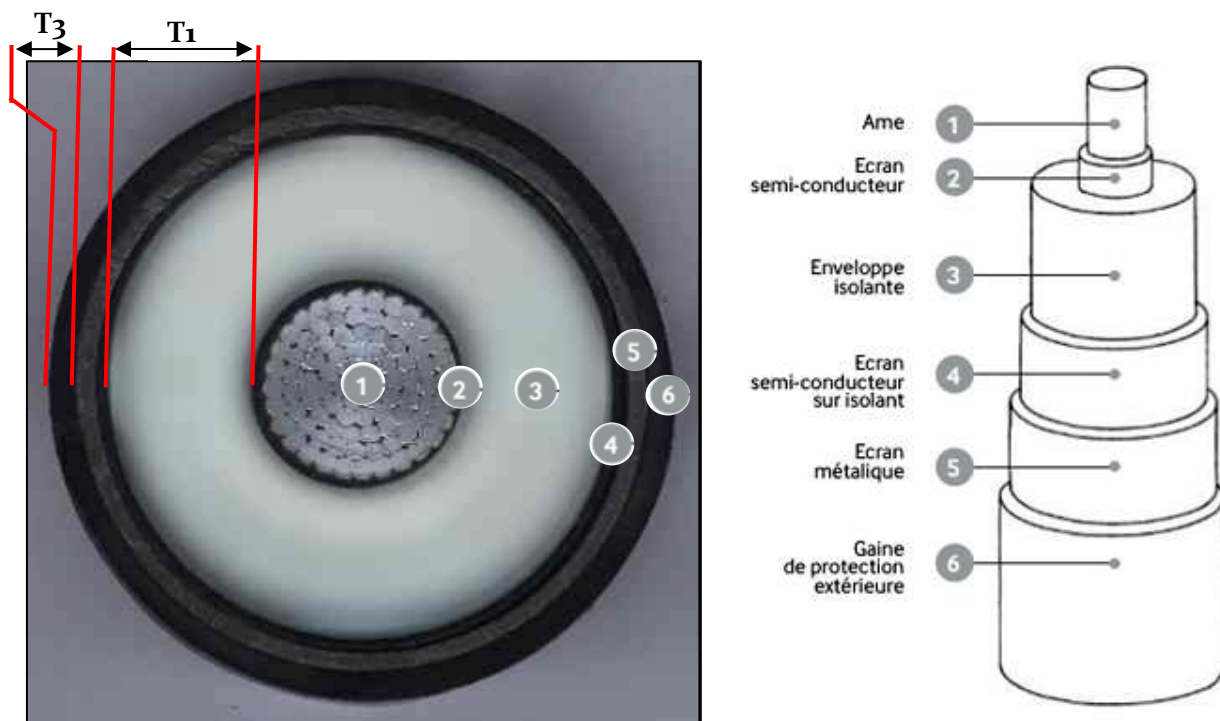


Figure 2 : Constitution d'un câble unipolaire et résistances thermiques associées

I.3. Installation de câbles en galerie

I.3.1. Localisation des galeries

En sortie de centrales de production d'électricité, des galeries de quelques dizaines de mètres de long, voire plus, assurent l'évacuation de la puissance produite. Elles permettent l'installation de plusieurs circuits de câbles. Le transport de l'électricité sur de longues distances est assuré ensuite par des lignes aériennes à très haute tension (HTB).

En milieu urbain, dans les grandes agglomérations, les réseaux de galeries peuvent atteindre plusieurs dizaines de kilomètres. Ils comportent de nombreux croisements ce qui nécessite un repérage précis des liaisons installées. Dans certains cas, des liaisons HTB peuvent cohabiter avec des liaisons HTA.

En zone semi-urbaine (en proche banlieue), des galeries sont nécessaires pour l'approche des grands postes lorsque l'alimentation par des lignes aériennes pose des problèmes d'environnement. Des liaisons HTB cohabitent dans ces installations.

I.3.2. Constitution d'une galerie

Une galerie est conçue pour permettre un volume libre suffisant au passage des équipes de pose et de maintenance. Elle peut être de forme rectangulaire ou carrée (galerie proche de la surface du sol) ou voûtée voire circulaire (galerie plus profonde). L'ordre de grandeur du gabarit d'une galerie est de 1,5 m à 2 m, de largeur sur 2 à 2,5 m de hauteur selon le nombre maximum de circuits qu'elle doit recevoir (cf. Figure 3). Néanmoins la taille peut varier sensiblement.

Elle est constituée d'une enceinte généralement en béton de 0,15 m à 0,6 m d'épaisseur en fonction de la nature du sous-sol et de sa zone d'implantation. Elle doit être en principe étanche aux infiltrations d'eau, le niveau d'étanchéité étant un élément déterminant dans le coût d'une galerie. Les câbles sont posés ou suspendus sur des supports métalliques ou en béton installés au niveau des parois latérales.

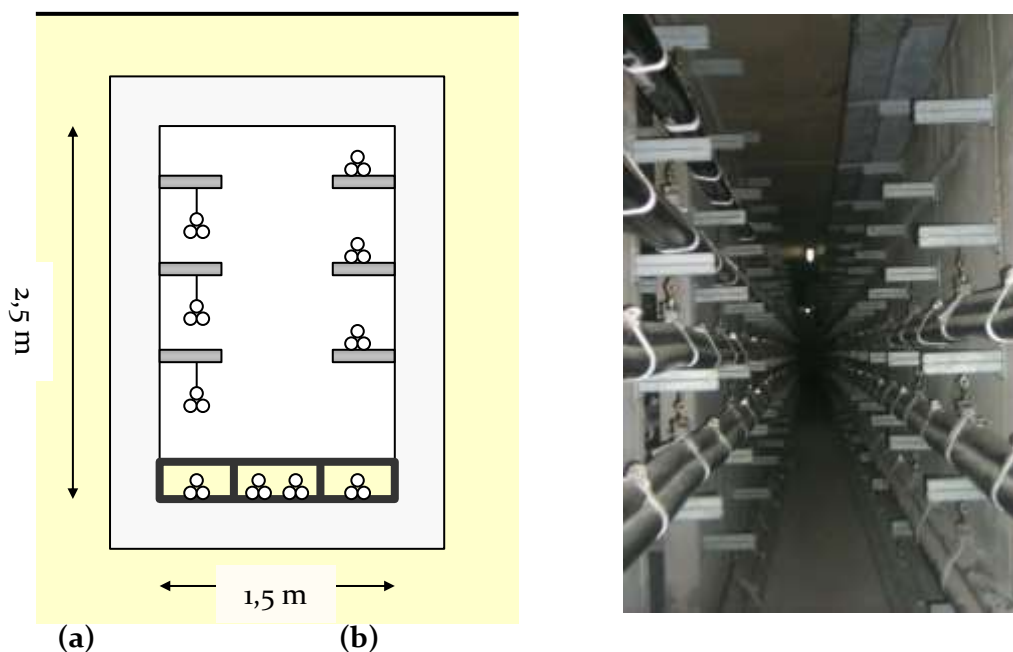


Figure 3 : Installations de câbles en galerie - (a) Schéma de principe ; (b) Installation réelle (Poste de Harcourt - Paris) [2]

I.3.3. Avantage des galeries

Les performances d'un câble dépendent en partie du niveau d'évacuation de la chaleur à partir de sa surface, c'est-à-dire de la nature du milieu qui l'entoure. Comparé aux autres modes de pose dans des conditions de température ambiante identiques, c'est dans le cas d'installations de câbles en galerie que le refroidissement de la surface du câble est optimum. Une ventilation forcée assure un échange thermique accru et, de ce fait, une augmentation significative de la capacité de transport.

Contrairement à l'enfouissement des câbles, les galeries permettent d'éviter le creusement successif voire intempestif de tranchées à la surface du sol ce qui est toujours source, en milieu urbain, de nuisances portant atteinte à la population (bruit, vibration du sol), à la circulation des piétons ou des automobiles et à l'état de la chaussée.

Une galerie est conçue pour permettre le passage de circuits de câbles (HTA ou HTB) dans un volume réduit. Elle permet également le passage d'autres installations ou services (réseau d'eau, télécom, etc.). De ce fait, elle permet une optimisation de l'espace occupé. Elle assure également une bonne sécurité face aux agressions extérieures et permet de réserver un emplacement pour l'implantation de liaisons futures. Elle permet de s'affranchir des problèmes de circulation.

L'exploitation et la maintenance des liaisons en galerie sont beaucoup plus commodes en raison des facilités d'intervention et de visite des liaisons installées.

I.3.4. Inconvénients et contraintes

La construction d'une galerie demande un investissement initial important à cause du coût, de la durée des travaux ainsi que du coût des matériaux. Une galerie est amortie à partir d'un certain nombre d'années, le retour sur investissement dépend de son taux d'occupation correspondant au nombre de circuits installés (Le coût d'un ouvrage tel que celui qui nous a servi de modèle dans cette étude est de l'ordre de 3M€/km).

Une protection complémentaire est parfois envisagée, elle a pour but de confiner les défauts en cas de claquage des câbles (destruction du câble par un court-circuit entre l'âme et l'écran du câble, cf. Figure 4). Les câbles sont alors installés dans des tubes ou dans des caniveaux ce qui peut entraîner une contrainte thermique supplémentaire sur les câbles.



Figure 4 : Impact du claquage d'un câble : Le câble est détruit par un court-circuit interne

Le feu est la question majeure de sécurité à considérer en galerie

Pour des raisons de sécurité des personnes, l'installation d'un circuit d'éclairage, d'un système d'aspersion d'eau, et d'autres éléments peuvent être nécessaires, occasionnant un coût supplémentaire.

I.3.5. Modes de pose des câbles en galerie

Les câbles sont suspendus ou posés. Les trois câbles unipolaires d'une liaison HTA ou HTB peuvent être sanglés entre eux tous les mètres par exemple, en fonction des contraintes de court-circuit. Ils sont ensuite suspendus "en guirlande" à une potence fixée à la paroi. Ils peuvent être aussi directement posés sur des supports métalliques ou en béton ou installés dans des caniveaux remplis de sable disposés sur le radier de la galerie. Des tablettes de supports, disposées le long de la galerie peuvent aussi être utilisées (cf. Figure 5).

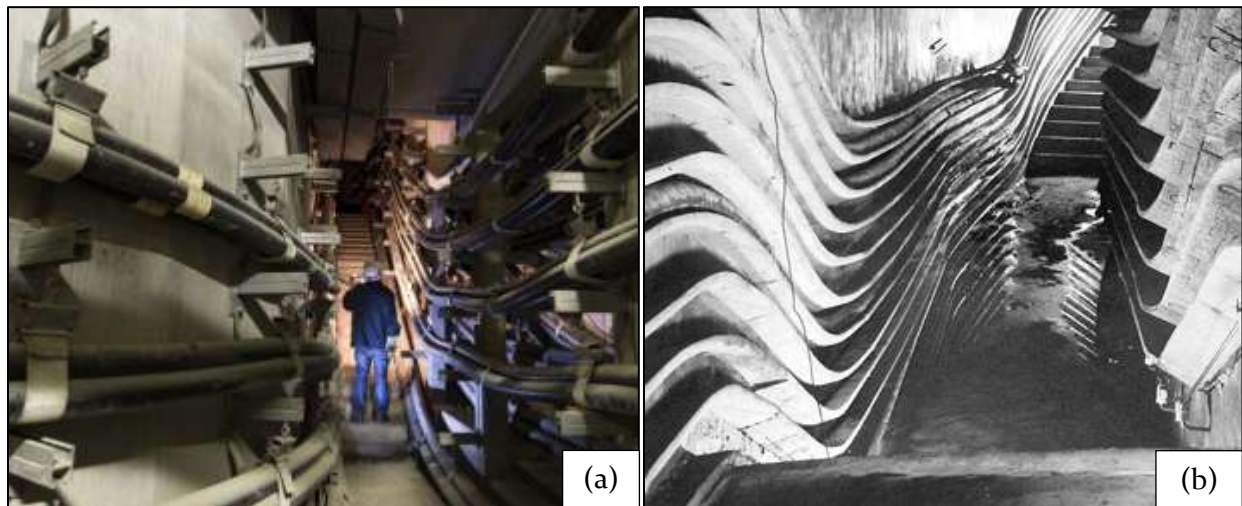


Figure 5 : Pose de câbles en galerie (a) suspendus « en guirlande » ; (b) tablettes de support

Lorsqu'ils sont suspendus, la chaleur qu'ils émettent est évacuée par convection dans l'air et par rayonnement avec les parois. Lorsqu'ils sont posés, les modes d'échange de la chaleur sont la convection (dans l'air), le rayonnement (avec les parois) et la conduction (à travers les supports). En galerie, les câbles sont libres de se dilater. Il est donc impératif de les fixer par des colliers ou des sangles afin de contrôler ou d'éviter des déplacements incontrôlés, en particulier lors de court-circuits, qui pourraient se traduire par des contraintes mécaniques excessives en certains points du tracé (en particulier au niveau des courbes ou des extrémités ou dans les passages verticaux).

I.4. Programme de recherche

I.4.1. Enjeux / Intérêt

Devant l'utilisation croissante de la pose en galerie, parfois avec des enjeux stratégiques comme ceux d'une évacuation de centrale, les deux problématiques suivantes du refroidissement des câbles dans ces ouvrages sont notoirement traitées de façon imparfaite :

- **L'impact de la proximité des câbles** avec une paroi et/ou d'autres câbles sur le refroidissement de ceux-ci n'est pris en compte que par des coefficients dans les modélisations existantes. Une modélisation plus fine de l'impact d'une forte proximité câble(s) - paroi, entre-câbles, ainsi que toutes combinaisons des deux, est recherchée.
- **Le caractère développé de l'écoulement en galerie.** L'analyse des conditions d'établissement des lois de refroidissement, utilisées dans l'outil de dimensionnement des galerie ventilée (ELECTRA 143/144 [44][45]), a débouché sur une interrogation quand à **une possible mésestimation de l'échange thermique en galerie.** Une quantification de la possible surestimation est étudiée. Son impact sur le courant maximal transité (IMAP) est évalué.

Les deux sujets sont étudiés dans le cadre de la thèse, afin de proposer une modélisation plus précise du transfert thermique des câbles en galerie, et ainsi de préciser la capacité de transit des liaisons par câbles installées dans ces ouvrages.

I.4.2. Programme initial et adaptation de l'étude

Le programme initial incluait des études de cas simplifiés d'un câble seul placé à différentes positions dans la galerie. Puis des études de cas représentatifs de la pose de câbles en galerie réelle étaient prévues. Celles-ci incluaient les configurations trois câbles en nappe verticale et trois câbles en trèfle jointif, qui sont les modes de pose les plus utilisés en pratique.

Ces études devaient être réalisées en convection naturelle et forcée afin de traiter la majorité des conditions de fonctionnement des galeries.

Du fait des contraintes rencontrées pendant la thèse, ce programme initial a été amendé.

- Seule la convection forcée en galerie a été retenue, du fait de l'incompatibilité de réaliser une étude en similitude pour les deux types de convections.
- Les difficultés de mises en place du moyen d'essais et les délais de livraison ont nécessité la modification du programme d'essais avec l'étude en priorité de deux câbles en nappe plutôt que trois.
- Certains résultats présentés dans ce document ont conduit à l'investigation de cas supplémentaires présentés à la fin du programme d'essais en III.1.2.

I.4.3. Contribution de l'auteur

La présente thèse a pour objectif la mise en place d'un outil de dimensionnement thermique rapide et précis de ces liaisons grâce aux études théoriques disponibles dans la littérature, complétées de simulations numériques et de mesures sur une maquette à échelle réduite. Ces mesures permettront de développer des corrélations d'échange de chaleur en surface des câbles selon leur configuration de pose, afin de permettre une évaluation précise de l'échauffement en situations critiques.

Les paramètres d'espacement entre câbles et groupes de câble par rapport à une paroi de la galerie, mais aussi l'espacement entre membres de ces groupes, sont étudiés dans ce travail. Les impacts du développement de l'écoulement ainsi que la présence de supports de soutien sur le refroidissement sont aussi traités afin de donner une certaine visibilité sur les différences entre les cas modélisés (nécessairement simplifiés) et les conditions réelles.

Les corrélations développées, une fois intégrées à un outil de dimensionnement global, seront mises à l'épreuve, dans la mesure du possible, par comparaison avec l'outil de dimensionnement actuel afin de mesurer l'impact sur le transit de courant dans la liaison.

I.4.4. Structure du document

Dans le Chapitre I sont introduit le contexte du projet de recherche ainsi que les enjeux et problématiques requérant une investigation plus poussée. La contribution de l'auteur, la plus-value apportée et les arbitrages qui ont dû être fait y sont détaillés.

Le document détaille, dans le Chapitre II, la démarche de dimensionnement actuelle pour les liaisons en galerie ainsi que les dernières avancées réalisées par des études récentes pour rendre ce dimensionnement plus précis (différenciation des différents circuits de la liaison, prise en compte de l'effet des puits, etc.). Les limites et des pistes d'améliorations sont données.

Le Chapitre III est consacré à la présentation du banc d'essais expérimental avec l'instrumentation utilisée puis l'outil de simulation numérique mis en œuvre, la mise en donnée, les maillages utilisés et la stratégie de traitement des résultats.

Les résultats pour des configurations simplifiées comportant un seul câble en galerie sont présentés dans le Chapitre IV. La dynamique de l'écoulement est présentée afin de donner des éléments d'explication du refroidissement local, puis moyen, du câble en couplant mesures expérimentales et simulations numériques. Les cas de groupes de câbles sont traités dans le Chapitre V avec une structure similaire au chapitre précédent.

Les lois de refroidissement pour toutes les configurations traitées, avec leurs zones de validité, sont présentées dans le chapitre VI. Ces lois sont comparées avec les lois en vigueur et l'impact des corrélations développées est testé avec l'outil de dimensionnement le plus récent. La modification sur le transit est calculée pour plusieurs configurations.

L'effet de support sur le refroidissement d'un câble est étudié dans le Chapitre VII dans le but de donner une visibilité sur l'un des paramètres importants non pris en compte dans l'étude initiale, ceci dans l'optique d'une comparaison se rapprochant de celle d'un environnement réel.

Chapitre II

Ecoulements autour de cylindres chauffant – Etat de l’art

II.1. Etudes académiques sur les écoulements autour de cylindres chauffant en écoulement axiaux.....	26
II.2. Environnement thermique en galerie – Etat de l’art pour les ouvrages de transmission de puissance	32
II.2.1. Echanges thermiques existants au sein d’une galerie.....	32
II.2.2. Pertes thermique dans le câble.....	37
II.2.3. Calcul du courant admissible.....	40
II.2.4. Etude de Weedy & El Zayyat.....	46
II.2.5. Méthode de Pilgrim.....	47
II.2.6. Limitations des modèles étudiés et développements possibles.....	50
II.3. Conclusion.....	51

Chapitre II

Ecoulements autour de cylindres chauffant – Etat de l’art

II.1. Etudes académiques sur les écoulements axiaux autour de cylindres chauffants

Les travaux étudiant les écoulements axiaux en surface d’un ou plusieurs cylindres sont assez peu nombreux, en particulier ceux ayant de larges rapports d’aspect ($D_{enceinte}/D_{cylindre} > 10$). Ceux portant sur le refroidissement axial en régime turbulent développé sont encore moins fréquents.

Ces configurations sont pourtant d’un intérêt particulier dans le secteur de la transmission de puissance, du fait de l’installation de câbles d’énergie en galerie disposant de système de ventilation. Ces câbles, courant sur plusieurs kilomètres, sont refroidis par l’écoulement turbulent, permettant de dissiper la chaleur générée par le passage du courant en leurs âmes. La principale limite au courant transité est alors la quantité de chaleur pouvant être évacuée par convection forcée dans la galerie.

Le développement des couches limites dynamiques turbulentes le long de surfaces cylindriques a fait l’objet d’un intérêt certain dès les années 1950 dans le domaine aéronautique et militaire [3][4][5][6][7]. En particulier un programme de recherche de l’US Navy [8] avec la motivation de mieux caractériser l’écoulement autour de sous-marins. Les études expérimentales réalisées ont mis en évidence l’effet de la courbure d’une surface sur le coefficient de friction avec l’obtention de valeurs plus élevées que pour le cas d’un écoulement sur une plaque plane. La génération de la turbulence présente aussi une distribution différente à l’intérieur de la couche limite. Des interactions avec l’écoulement externe à la couche limite au fur et à mesure de son développement ont été mises en évidence comme piste d’explication de ces différences avec le cas d’un écoulement plan.

Les éléments de la Figure 6 viennent attester de l’impact du rayon de courbure d’une surface cylindrique sur l’écoulement en couche limite. Le déficit de vitesse en Figure 6-a est d’autant plus faible que le rapport de courbure δ/R est élevé.

L’évolution des tensions de Reynolds est aussi différente d’un cas plaque plane pour des rapports $\delta/R \geq 2$ [8]. L’augmentation du rapport de courbure provoque une dynamique en proche paroi différente, avec l’évolution en $1/y$ visible sur la Figure 6-b.

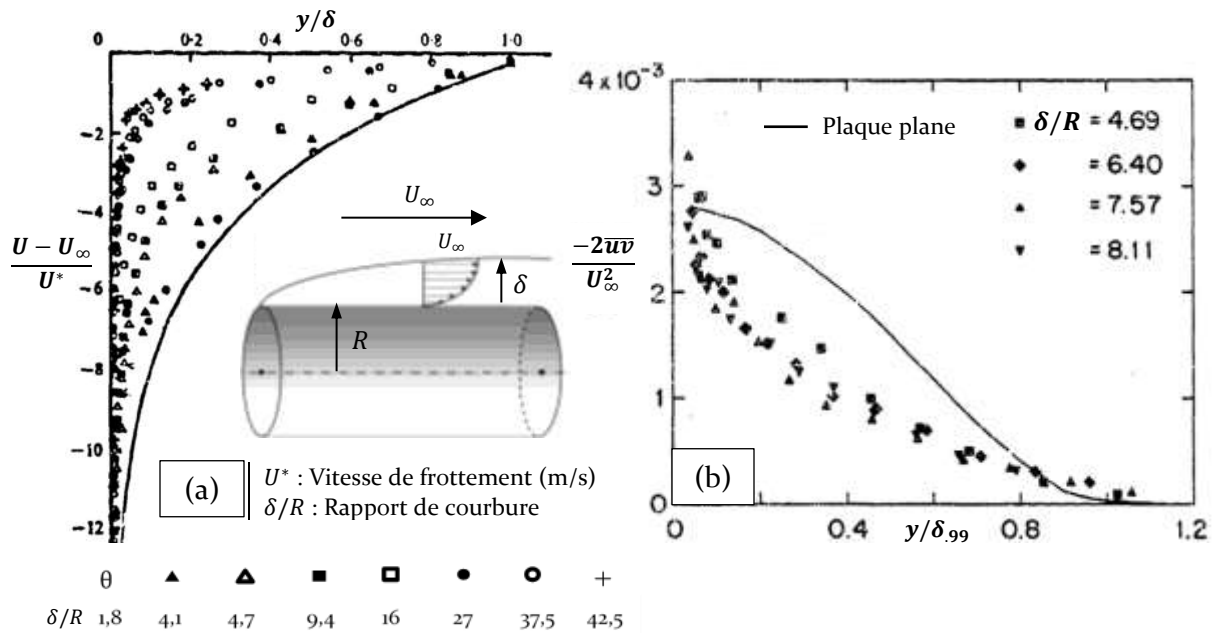


Figure 6 : (a) Déficit de vitesse pour différents rapports de courbure [8] ; (b) Profil de tensions de Reynolds sur une couche limite cylindrique pour différents rapports de courbures [8]

Les configurations les plus étudiées sont sans doute les cavités coaxiales, pour lesquels des recherches en convection forcée laminaire [9][10][11][12][13] et turbulente [14][15][16][17] ont été faites.

La première étude sur la distribution locale de l'échange convectif dans ce type de configuration a été réalisée par Wiberg et Lior [18]. Ils ont étudié l'impact local d'un écoulement axial turbulent sur un cylindre de petite taille ($L/D = 2$) à l'aide de cristaux liquides thermosensibles (Thermochromic Liquid Crystal). L'écoulement au-dessus du cylindre, est lui observé par vélocimétrie PIV (Particle Image Velocimetry) et des champs de température de l'écoulement sont visualisés sur une plaque spécialement montée sur le cylindre (cf. Figure 7).

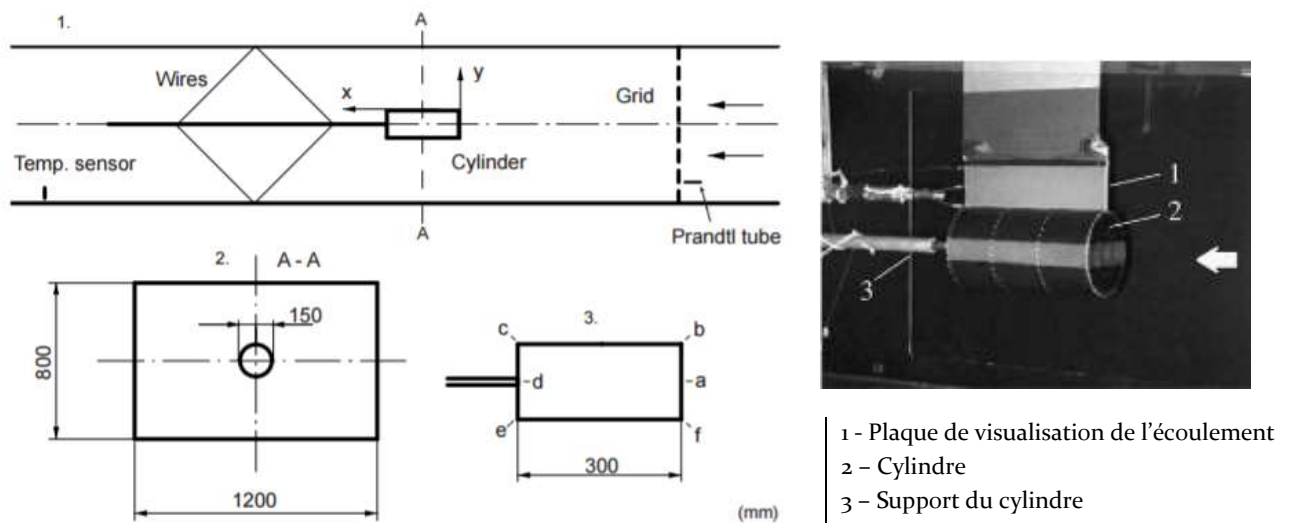


Figure 7 : Schéma de l'étude expérimentale [18]

Des lois de comportements thermiques ont été déduites de mesures réalisées caractérisant les configurations étudiées. Différents obstacles ont ensuite été introduits dans l'écoulement afin de cartographier le refroidissement le long du cylindre (cf. Figure 8), ainsi que dans la direction azimutale (cf. Figure 9) dans chaque situation.

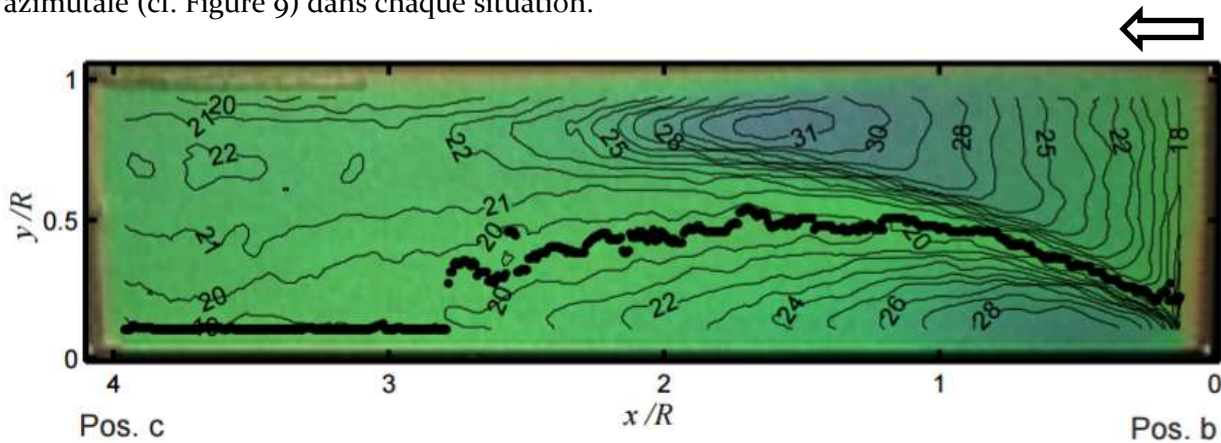


Figure 8 : Isothermes $\theta - \theta_{ambient}$ sur la plaque de visualisation de l'écoulement [18]

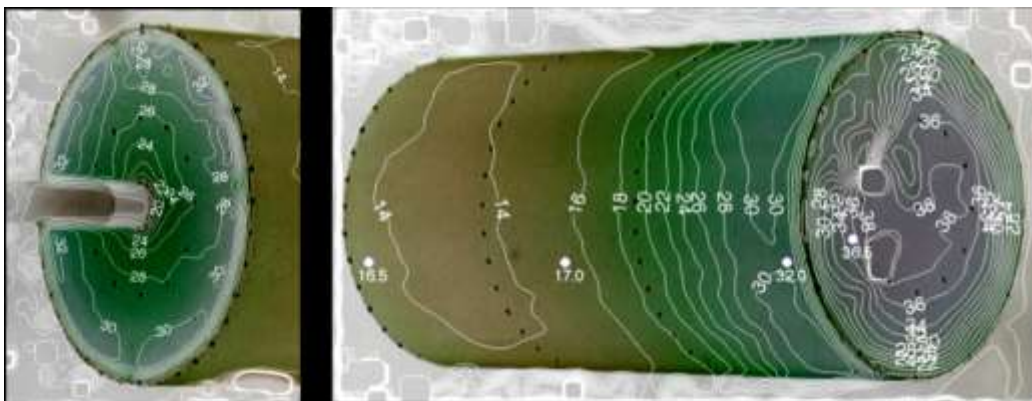


Figure 9 : Températures mesurées par le dépôt de cristaux thermo-sensibles TLC [18]

L'étude réalisée ici est l'une des seules traitant de l'impact local d'un écoulement axial turbulent sur le refroidissement, et ce avec un confinement approchant celui d'une galerie. La section du cylindre représente 1,8% de la section de la veine, là où la section d'un câble peut représenter jusqu'à 0,5% de la section de la galerie.

Les travaux de Gnielinski [19][20][21] sont venus compléter les lois de comportement existantes en apportant une prise en compte du rapport d'aspect entre les cylindres coaxiaux ainsi qu'une discrimination des lois selon un refroidissement ou un chauffage du cylindre intérieur.

En particulier, Gnielinski a établi l'équation (1) permettant de corréler efficacement les données expérimentales disponibles pour le refroidissement tubulaire. On remarquera les niveaux de nombres de Nusselt moyen largement plus faibles que dans le cas d'un écoulement transversal sur un cylindre (cf. Figure 10).

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right)}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (1) \quad \text{avec } \xi = (0,79 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2}$$

$0,5 \leq Pr \leq 2000 ; 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$

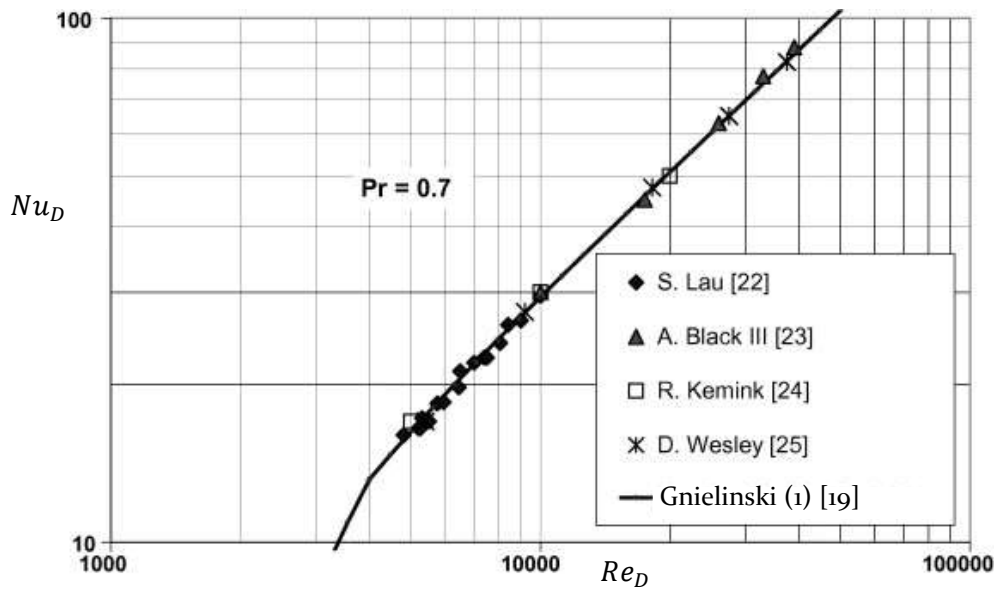


Figure 10 : Comparaison expérimentale du refroidissement selon plusieurs auteurs avec la loi (1)

Des études expérimentales ont été réalisées par Van Zyl *et.al* [26] et ont permis de proposer des nombres de Nusselt moyen pour un écoulement turbulent en espace annulaire pour différents rapports d'aspect en synthétisant et comparant les lois précédentes à des mesures.

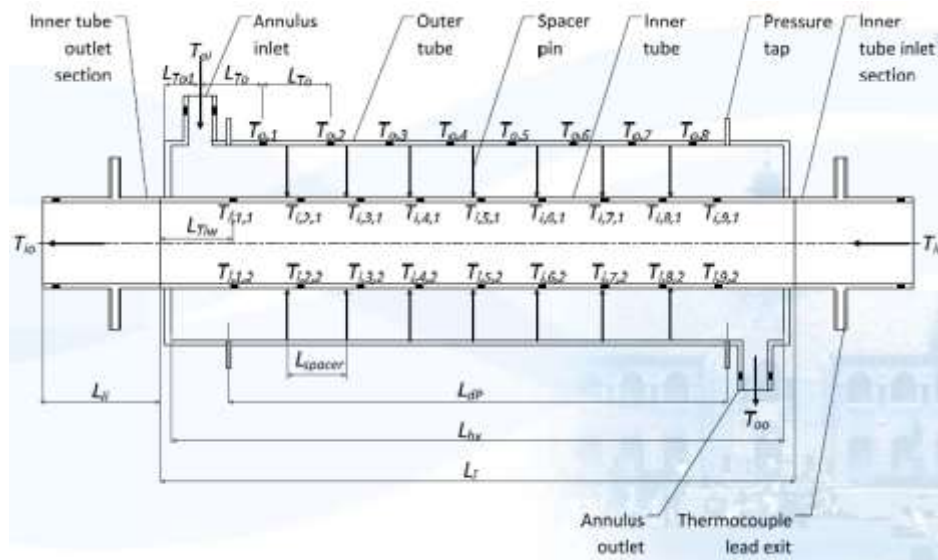


Figure 11 : Schéma de l'installation expérimentale [26]

Le banc d'essais de l'étude (cf. Figure 11) se base sur une géométrie cylindrique annulaire. Quatre rapports d'aspect ($D_{intérieure}/D_{extérieure}$) sont testés avec un nombre de Reynolds compris entre 10^4 et $4,5 \times 10^4$. Le tube intérieur est selon le cas soit chauffé soit refroidi et la température est mesurée par thermocouples. Les résultats expérimentaux, comparés aux corrélations développées par l'étude, sont présentés en Figure 12.

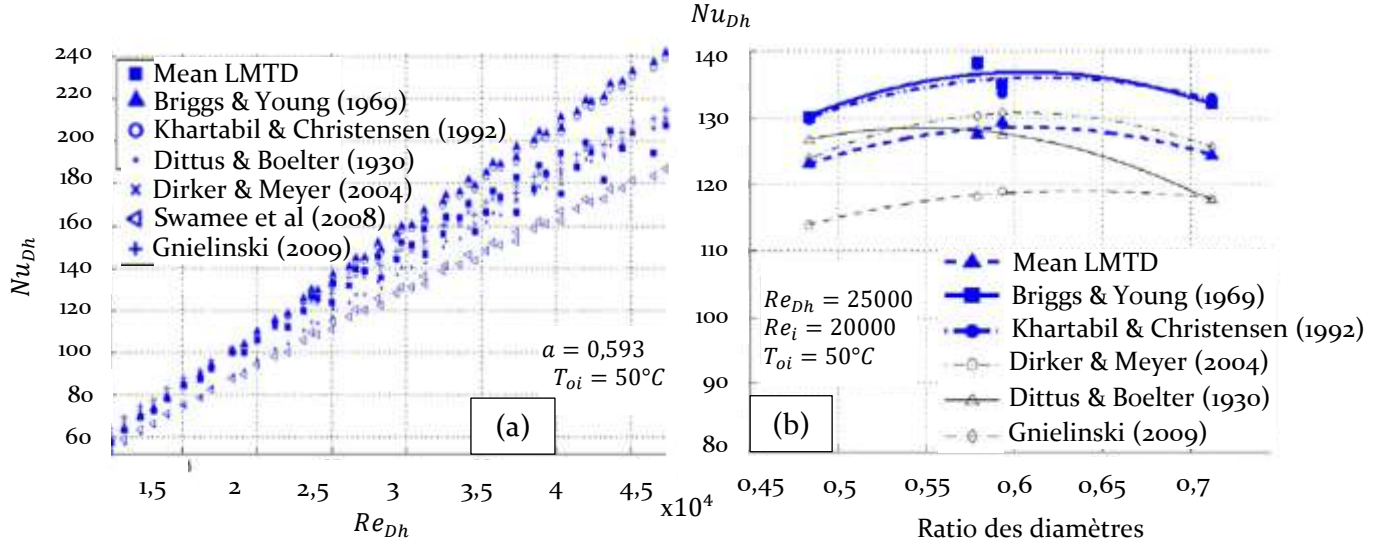


Figure 12 : (a) Nombres de Nusselt calculés par différentes corrélations comparés aux données expérimentales [21]; (b) Effet du rapport d'aspect sur le transfert thermique en paroi [26]

Des investigations numériques ont été réalisées afin de permettre d'apporter des éléments sur l'effet de la courbure d'une surface cylindrique sur le refroidissement convectif. En particulier les études de S.Y. Chung et H.J. Sung [27] qui complètent les observations de [8] tout en fournissant des comparaisons avec des données expérimentales, dont le banc est présenté en Figure 13.

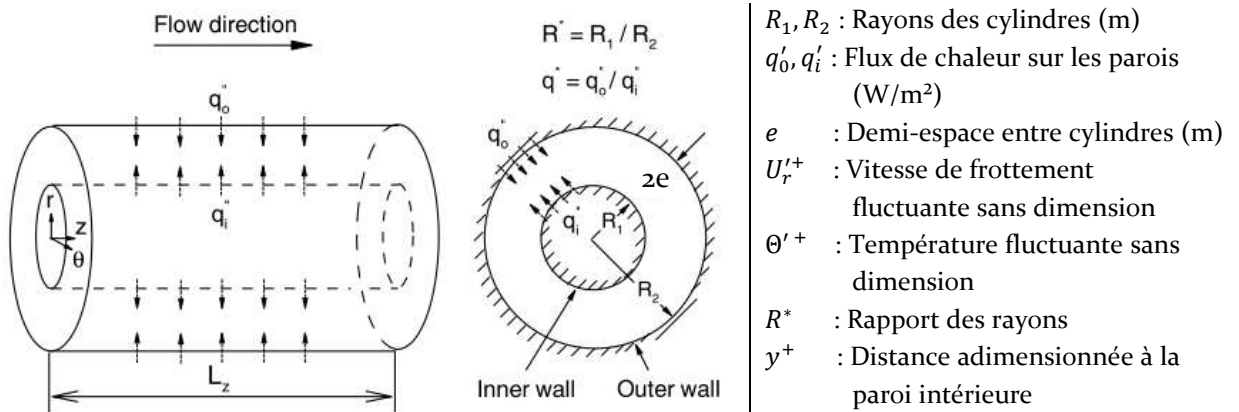


Figure 13 : Schéma du banc numérique de l'étude [27]

Le flux thermique normal à la paroi est présenté pour deux configurations, le cylindre extérieur étant respectivement 2 fois (Figure 14-a) et 10 fois (Figure 14-b) plus grand que le cylindre intérieur. Le rapport q' des flux q'_0 et q'_i est fixé à 1.

L'échange thermique du cylindre intérieur est fortement impacté par l'augmentation de l'espace inter-cylindre avec une chute importante du flux échangé. Le flux sur la paroi supérieur reste élevé du fait d'une meilleure dissipation d'énergie cinétique de proche paroi, effet créé par la courbure transverse de la paroi [27].

On remarque que pour $R^* = 0,1$, la distribution est largement en-dessous de celles rapportées par les auteurs utilisés pour la comparaison (Kasagi et al [28], Lu and Hetsroni [29], Tiselj et al [30]). Ceci étant due principalement au fait que ces études sont, pour l'essentiel, réalisées en canal ouvert.

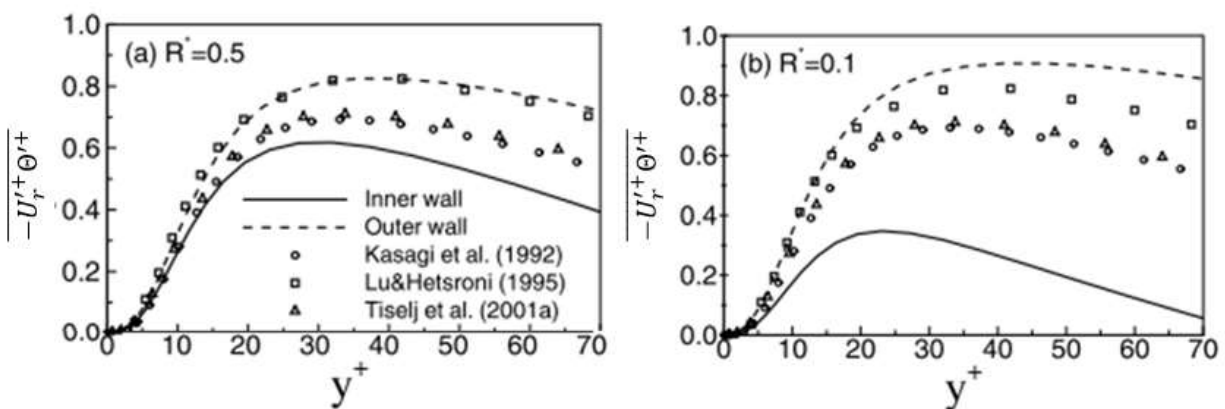


Figure 14 : Distributions du flux thermique turbulent normal aux parois interne/externe [27]

L'impact du développement de l'écoulement sur le refroidissement de surface cylindrique a aussi fait l'objet de plusieurs études (cf. [31] à [39]) mais l'accent a surtout été l'impact d'une excentricité du cylindre intérieur sur la structure de l'écoulement.

Deux conclusions peuvent être tirées des différents éléments bibliographiques précédents :

- La courbure d'une surface soumise à un écoulement turbulent semble avoir un effet important sur le développement de la couche limite dynamique. L'écoulement pariétal est moins freiné par la paroi du simple fait de la courbure.
- Le confinement du cylindre intérieur a un impact important sur le flux de chaleur échangé avec l'air en diminuant cet échange.

Ces impacts de la courbure d'une surface cylindrique sur l'écoulement et le flux thermique pariétal vont être importants dans l'étude des installations de câbles en galerie, du fait de la présence de plusieurs surfaces cylindriques en interaction avec un écoulement turbulent et du faible confinement observé.

II.2. Environnement thermique en galerie – Etat de l’art pour les ouvrages de transmission de puissance

II.2.1. Echanges thermiques existants au sein d’une galerie

Les échanges thermiques en galerie se décomposent de la manière suivante :

- Conduction de la chaleur depuis l’âme du câble vers sa surface (W)
- Convection forcée entre la surface du câble et l’air de la galerie ($W_{S, conv}$)
- Rayonnement entre la surface du câble et les parois de la galerie ($W_{S, ray}$)
- Convection forcée entre les parois et l’air de la galerie ($W_{p, conv}$)
- Conduction dans le mur puis dans le sol autour de la galerie ($W_{sol, cond}$)

Une installation de câbles en galerie se caractérise par un système qui comprend des câbles, de l’air, un mur recouvert d’une charge de terre. La figure 15 représente le système câble/galerie pour le cas d’un câble seul centré dans la galerie. Pour simplifier, on suppose que le câble est suspendu directement dans l’air sans autre contact. La convection dans la galerie est forcée.

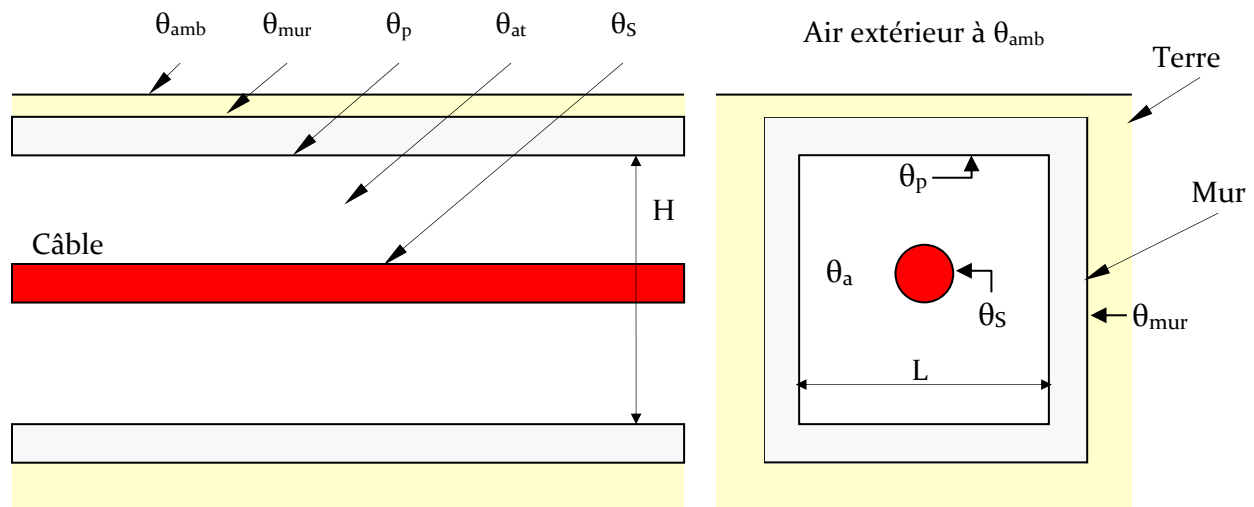


Figure 15 : Représentation simplifiée du système câble/mur/sol

Les données suivantes sont considérées comme connues :

- La configuration de pose
- Les dimensions du câble et de la galerie (Diamètre extérieur du câble D_e , hauteur et longueur de galerie H et L , ...)
- Les caractéristiques physiques des matériaux (résistivité thermique, émissivité des surfaces)

Les calculs sont donc considérés dans une section transversale de la galerie (problème bidimensionnel). La convection étant forcée, la modélisation n’est valable que dans le cas d’un écoulement établi, où les gradients de température, dans la direction radiale, dans la galerie n’évoluent plus, ce qui est vrai à partir d’une certaine distance par rapport à l’entrée de la galerie.

Cette représentation ne prend pas en compte les galeries présentant des zones en pentes ou de changements de section pouvant exister dans les galeries réelles. Dans ces derniers cas, l'apparition de zones de pertes de charge et de recirculations va venir modifier les échanges de chaleur.

Le régime thermique étudié est permanent, c'est-à-dire considéré au bout d'un temps suffisamment long pour admettre que les températures ne varient plus. Enfin, les calculs sont réalisés par unité de longueur.

Les échanges thermiques peuvent être modélisés selon la Figure 16. La Figure 17 propose une représentation schématique du problème par le biais d'une analogie électrique où la puissance thermique (W) est représentée par la circulation d'un courant, les températures par le potentiel électrique et les résistances thermiques par leurs équivalents électriques.

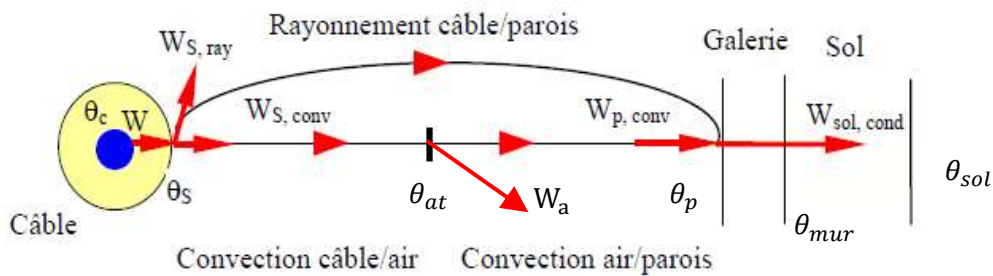


Figure 16 : Schématisation des transferts thermiques en galerie

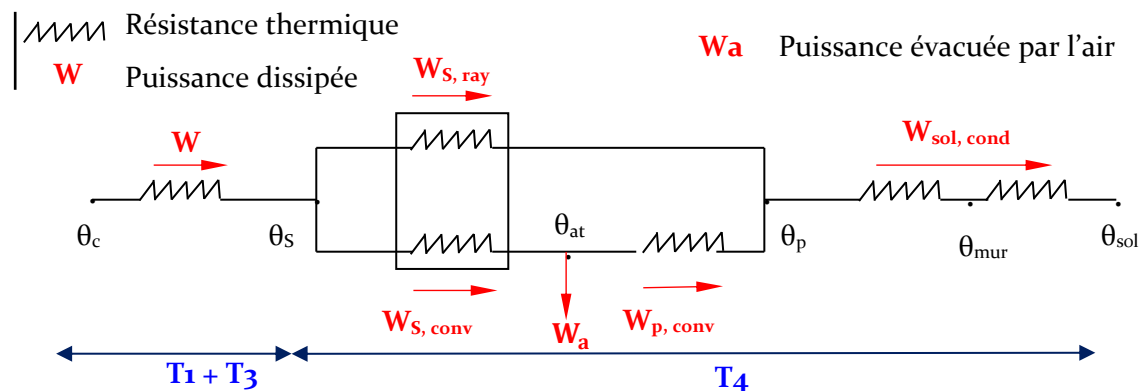


Figure 17: Schéma thermique équivalent du système câble/galerie

II.2.1.1. Conduction dans le câble

La puissance générée dans l'âme du câble, consécutive à la circulation du courant, est évacuée dans l'air en passant par les différentes couches du câble (enveloppe isolante, écran métallique et gaine de protection extérieure). Chaque couche d'un câble peut être assimilée à un espace annulaire dont les faces interne et externe sont considérées comme des isothermes. Cette dernière condition est plus ou moins vérifiée en fonction des conditions de pose des câbles (la pose en trèfle accentue les différences de température en surface de câble du fait des contacts entre câbles).

La résistance thermique par unité de longueur T_i (K. m. W⁻¹) s'écrit alors :

$$T_i = \frac{\rho_i}{2\pi} \ln \left(\frac{r_j}{r_i} \right) \quad (2) \quad \left| \begin{array}{l} r_i, r_j \text{ Rayons interne et externe, respectivement, de la} \\ \text{couche (i)} \\ \rho_i \text{ Résistivité thermique du matériau de la couche i} \\ \text{(K. m. W}^{-1}\text{)} \end{array} \right.$$

La puissance thermique W (W/m) par unité de longueur qui traverse chaque couche du câble peut s'exprimer par :

$$W = \frac{\theta_i - \theta_j}{T_i} \quad (3) \quad \left| \begin{array}{l} \theta_i, \theta_j \text{ Température des faces interne et externe,} \\ \text{respectivement, de la couche (°C)} \end{array} \right.$$

II.2.1.2. Convection entre la surface du câble et l'air

Pour un cylindre placé dans l'air en position horizontale, la puissance échangée par convection $W_{s,conv}$ (W/m) entre sa surface et l'air s'écrit :

$$W_{s,conv} = \pi D_e \cdot h_{cable} \cdot \Delta\theta_s \quad (4) \quad \left| \begin{array}{l} \Delta\theta_s = \theta_s - \theta_{at} \text{ Echauffement de la surface du câble par} \\ \text{rapport à l'ambiante (°C)} \\ \theta_s \text{ Température de la surface du câble (°C)} \\ \theta_{at} \text{ Température de l'air (°C)} \\ D_e \text{ Diamètre extérieur du câble (m)} \\ h_{cable} \text{ Coefficient d'échange de chaleur convectif} \\ \text{(W. m}^{-2}\text{. K}^{-1}\text{)} \end{array} \right.$$

La corrélation existante pour le coefficient h_{cable} , établie par Weedy et El Zayyat [40], fait l'objet d'une présentation détaillée dans la partie II.2.4.

II.2.1.3. Rayonnement entre les surfaces des câbles et les parois de la galerie

Lorsque les dimensions de la galerie sont grandes devant le diamètre du câble D_e , la puissance échangée par rayonnement peut se mettre sous la forme :

$$W_{s,ray} = G \pi D_e \varepsilon_s \sigma_b (\theta_s^{*4} - \theta^{\ast 4}) \quad (5) \quad \left| \begin{array}{l} \theta_s^* \text{ Température absolue de la surface du câble (K)} \\ \theta^* \text{ Température absolue prise à la paroi (K)} \\ \sigma_b \text{ Constante de Stefan-Boltzmann (W. m}^{-2}\text{. K}^{-4}\text{)} \\ \varepsilon_s \text{ Emissivité de la surface du câble.} \\ F_{sw} \text{ Fraction du rayonnement quittant le câble et} \\ \text{reçue par les parois de la galerie.} \\ G \text{ Facteur géométrique} \end{array} \right.$$

$$G \approx \frac{F_{sw}}{(1 - \varepsilon_s) F_{sw} + \varepsilon_s} \quad (6)$$

Lors de la présence de plusieurs câbles, la fraction de rayonnement F_{sw} est déterminée par la méthode des cordes croisées d'Hottel [41].

$$F_{sw} = 1 - F_m \quad (7)$$

F_m étant le facteur d'angle de deux câbles ne dépendant que du rapport « S_e » de l'entraxe « S » au diamètre « De » (cf. Figure 18). Le calcul du facteur d'angle est donné dans le Tableau 2.

	Deux câbles	Avec $s_e = \frac{S}{D_e}$	$F_m = \frac{1}{\pi} \left[\arcsin\left(\frac{1}{s_e}\right) + (s_e^2 - 1)^{0,5} - s_e \right]$
	Trois câbles (nappe)	Milieu	$F_m = \frac{2}{\pi} \left[\arcsin\left(\frac{1}{s_e}\right) + (s_e^2 - 1)^{0,5} - s_e \right]$
		Extrémités	$F_m = \frac{1}{\pi} \left[\arcsin\left(\frac{1}{s_e}\right) + (s_e^2 - 1)^{0,5} - s_e \right]$
	Trèfle	Jointif	$F_m = \frac{1}{6} - \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)$

Tableau 2 : Evaluation de F_m selon la configuration et la position des câbles (tiré de [42])

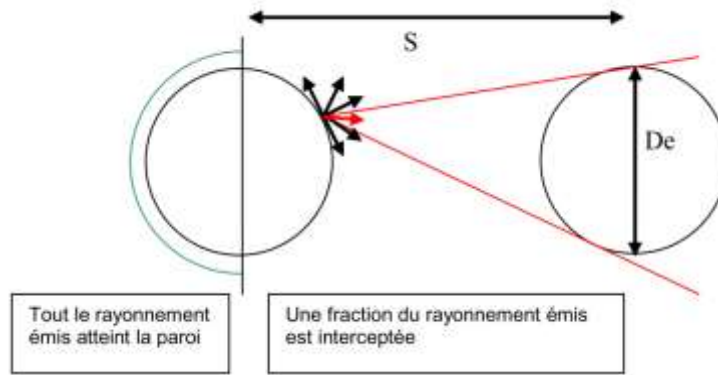


Figure 18: Limitation du rayonnement d'un câble à la paroi, du fait de la présence d'un autre câble

II.2.1.4. Convection entre l'air et les parois de la galerie

De la même manière que pour la convection entre le câble et l'air, la puissance échangée $W_{p,conv}$ ($W \cdot m^{-1}$) entre l'air et une paroi de la galerie s'exprime par la relation :

$$W_{p,conv} = l \cdot h_{p,conv} \cdot (\theta_{at} - \theta_p) \quad (8)$$

l	Grandeur caractéristique de la paroi : hauteur ou largeur de la galerie (m)
θ_p	Température de la paroi ($^{\circ}C$)
$h_{p,conv}$	Coefficient d'échange de chaleur ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

Le coefficient $h_{p,conv}$ est calculé, pour une galerie circulaire, par la corrélation de Dittus-Boelter [43]:

$$\frac{h_{p,conv} D_t}{\rho_f} = 0,023 \left[\frac{\bar{u} D_t}{\nu} \right]^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \quad (9)$$

$L/D_t > 60$	ρ_f Conductivité thermique de l'air ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
$10^4 < Re_{D_t} < 1,2 \times 10^5$	D_t Diamètre du tunnel (m)
$0,7 < Pr < 120$	L Longueur de la galerie (m)
	ν Viscosité cinématique de l'air ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
	$\bar{u}$ Vitesse moyenne de l'air (m/s)

II.2.1.5. Conduction dans le mur et le sol

Par souci de simplification, on considère, dans ce qui suit, que le mur de la galerie et le sol autour de la galerie sont constitués de matériaux ayant la même résistivité thermique.

Cas d'une galerie assimilée à une galerie circulaire :

La résistance thermique du sol environnant un câble enterré est exprimée par des formules données dans la littérature [44]. Ces formules appliquées au cas d'une galerie permettent d'exprimer la puissance transférée par conduction à travers le sol autour de la galerie par :

$$W_{sol} = \frac{\theta_p - \theta_{sol}}{T_e} \quad (10)$$

W_{sol}	La puissance dissipée par tous les câbles
T_e	La résistance thermique du sol

$$T_e = \frac{\rho_{sol}}{2\pi} \ln(u + \sqrt{u^2 - 1}) \quad (11) \quad \text{si } u \leq 1,5$$

$$T_e = \frac{\rho_{sol}}{2\pi} \ln\left(\frac{4P}{D_g}\right) \quad (12) \quad \text{si } u \geq 1,5$$

ρ_{sol}	Résistivité thermique du sol (ou du béton) ($\text{K} \cdot \text{m} \cdot \text{W}^{-1}$)
--------------	---

$$\text{Avec } u = \frac{2P}{D_g} \quad (13) \quad D_g = \frac{2(H + L)}{\pi} \quad (14) \quad P = e_{sol} + \frac{D_g}{2} \quad (15)$$

La surface des parois internes de la galerie doit être conservée quel que soit sa forme (cf. Figure 19).

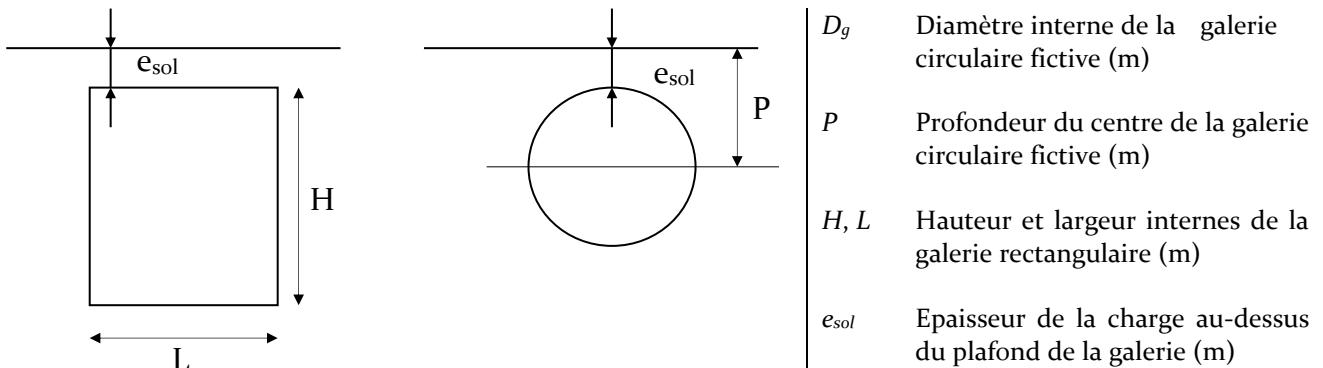


Figure 19 : Galerie rectangulaire assimilée à une galerie circulaire

Cas d'une galerie assimilée à une galerie de section carrée :

La résistance thermique du sol peut alors s'exprimer par la formule de Goldenberg, rapportée par Symm [46] et publié dans Electra [44][45].

$$T_e = \frac{\rho_{sol}}{2\pi} \ln \left(3,388 \frac{L_T}{a} \right) \quad (18)$$

L_T Profondeur du centre de la galerie fictive carrée (m)

a Côté de la galerie fictive carrée (m)

$$a = \frac{H + L}{2} \quad (16) \quad L_T = e_{sol} + \frac{a}{2} \quad (17)$$

II.2.2. Pertes thermiques dans le câble

Dans les câbles, les pertes totales (W) sont dues aux pertes par effet Joule (W_j) qui correspondent à la circulation de courant dans les parties métalliques, aux courants de Foucault (dans les conducteurs et l'écran) et aux pertes diélectriques (W_d) qui proviennent de l'effet de l'application de la tension entre les faces interne et externe de l'isolant. La puissance totale générée dans le câble, supposé unipolaire et sans armure, est donc la somme des deux, elle s'écrit :

$$W = W_c + W_d \quad (21) \quad W_c = R_{ac} I^2 \cdot (1 + \lambda_1) \quad (19)$$

$$W_d = \omega \cdot C \cdot V_0^2 \cdot \tan \delta \quad (20)$$

Ces formules sont développées dans les paragraphes qui suivent. Les pertes s'expriment en $W \cdot m^{-1}$.

II.2.2.1. Résistance de l'âme en courant alternatif

La résistance électrique linéique de l'âme en courant alternatif (R_{ac}) à la température maximale de service (θ_c) est donnée par la formule suivante :

$$R_{ac} = R'_{ac} (1 + y_s + y_p) \quad (22)$$

R'_{ac} Résistance de l'âme en courant continu à la température maximale de service ($\Omega \cdot m^{-1}$)

y_s Facteur d'effet de peau pour tenir compte de la répartition du courant dans le conducteur

y_p Facteur d'effet de proximité des câbles voisins

La résistance linéique de l'âme en courant continu (R'_{ac}) à la température maximale de service s'écrit :

$$R'_{ac} = R_{dc,20} \cdot [1 + \alpha_{20}(\theta_c - 20)] \quad (23)$$

$R_{dc,20}$ Résistance de l'âme en courant continu à 20°C ($\Omega \cdot m^{-1}$). Cette valeur est tirée de la CEI [98]

α_{20} Coefficient de variation à 20°C de la résistivité en fonction de la température par Kelvin (K^{-1})

Finalement, la résistance linéique de l'âme en courant alternatif à la température maximale de service peut s'écrire :

$$R_{ac} = R_{dc,20}[1 + \alpha_{20}(\theta_c - 20)](1 + y_s + y_p) \quad (24)$$

Le facteur d'effet de peau y_s quel que soit le câble et le facteur d'effet de proximité y_p pour des câbles bipolaires ou deux câbles unipolaires sont donnés par les relations :

$$y_s = \frac{x_s^4}{192 + 0,8x_s^4} \quad (25) \quad y_p = \frac{2,9 x_p^4}{192 + 0,8x_p^4} \left(\frac{D_c}{s}\right)^2 \quad (26)$$

$$x_s^2 = \frac{8\pi f}{R'} 10^{-7} k_s \quad (27) \quad x_p^2 = \frac{8\pi f}{R'} 10^{-7} k_p \quad (28)$$

f	Fréquence du courant alternatif (Hz)
D_c	Diamètre de l'âme (mm)
S	Distance entre axes des âmes (mm)

Les valeurs de k_s et k_p sont données dans la CEI. Elles dépendent du type d'âme (circulaire, sectorale, etc.) D'autres relations du facteur d'effet de proximité existent pour des câbles tripolaires ou trois câbles unipolaires à âme circulaire.

Compte tenu de la fréquence (50Hz), les facteurs y_s et y_p sont souvent négligeables pour les câbles de faibles sections.

II.2.2.2. Pertes diélectriques

L'isolant d'un câble ne constitue pas une capacité parfaite. Le courant résultant qui traverse l'isolant d'un câble se décompose en un courant capacitif en quadrature de phase par rapport à la tension appliquée, et un courant de fuite en phase avec cette tension [77]. Il en résulte des pertes diélectriques.

Les pertes diélectriques dépendent de la tension (V_0) à laquelle est soumis l'isolant et ne deviennent donc significatives qu'à des niveaux de tension élevés. La CEI donne la valeur V_0 à partir de laquelle il convient de prendre en considération les pertes diélectriques.

Les pertes diélectriques sont souvent négligeables dans le cas des isolants synthétiques et ne sont prises en compte qu'à partir d'un certain niveau de tension [1]. Elles dépendent du type de câble et en particulier du matériau isolant utilisé. Les puissances de pertes diélectriques W_d par unité de longueur dans chaque phase se calculent avec la relation suivante :

$$W_d = \omega C V_0^2 \tan \delta \quad (29)$$

$$\omega = 2\pi f \text{ (rad.s}^{-1}\text{)}$$

$$C \text{ Capacité par unité de longueur (F.m}^{-1}\text{)}$$

$$V_0 \text{ Tension par rapport à la terre (V)}$$

$$\tan \delta \text{ Facteur de perte de l'isolant à la fréquence et à la température de service.}$$

Pour les câbles unipolaires, de loin les plus utilisés, ou pour les câbles tripolaires à champ radial, la capacité linéique vaut :

$$C = 10^{-9} \frac{\varepsilon}{18 \ln \left(\frac{D_i}{D_c} \right)} \quad (30)$$

ε	Permittivité relative de l'isolant
D_i	Diamètre extérieur de l'isolant, à l'exclusion de l'écran semi-conducteur (mm)
D_c	Diamètre de l'âme y compris l'écran semi-conducteur, s'il existe (mm)

Des valeurs de $\tan \delta$ et ε sont données dans la CEI [1] et dépendent du type d'isolant.

II.2.2.3. Facteur de pertes dans les gaines ou les écrans

Lorsque le câble comporte des éléments métalliques (armure, écran, frettage, ...), il faut prendre en considération les courants de circulation (exposant « ' ») et les courants de Foucault ou les courants dus aux phénomènes magnétiques (exposant « '' ») puisqu'ils produisent un échauffement supplémentaire. Les effets produits par ces courants sont pris en compte en augmentant fictivement la résistance linéique (R_{ac}) d'une quantité ΔR_{ac} telle que, par exemple pour l'écran :

$$\Delta R_{ac} = \lambda_1 R_{ac} \quad (31) \qquad \lambda_1 = \lambda'_1 + \lambda''_1 \quad (32)$$

La CEI donne des formules de l'expression de ces pertes rapportées aux pertes totales dans l'âme. Elles sont applicables uniquement aux câbles à courant alternatif à fréquence industrielle. De plus, elle indique pour chaque cas le type de pertes à prendre en compte.

II.2.3. Calcul du courant admissible

II.2.3.1. Modèles analytiques de dimensionnement

La capacité de transport des câbles est la valeur d'intensité de courant admissible en régime permanent pour atteindre la température de fonctionnement maximale. L'expression générale du courant admissible (I) peut être déduite de l'expression donnant l'échauffement de l'âme au-dessus de la température ambiante ($\Delta\theta$) :

$$\Delta\theta = \left(I^2 R_{ac} + \frac{1}{2} W_d \right) T_1 + [I^2 R_{el}(1 + \lambda_1) + W_d] n(T_3 + T_4) \quad (33)$$

R_{ac}	Résistance électrique de l'âme en courant alternatif, par unité de longueur, à sa température maximale de service (θ_c) celle-ci dépendant de la nature de l'isolant ($\Omega \cdot m$)
W_d	Pertes diélectriques de l'isolant entourant l'âme, par unité de longueur (W. m)
T_1	Résistance thermique entre l'âme et la gaine métallique, par unité de longueur (K. m. W^{-1})
T_3	Résistance thermique du revêtement extérieur du câble, par unité de longueur (K. m. W^{-1})
T_4	Résistance thermique du milieu extérieur - Rapport de l'échauffement de la surface du câble au-dessus de l'ambiante aux pertes totales par unité de longueur (K. m. W^{-1})
n	Nombre d'âmes chargées dans le câble (âmes de même section et également chargées)
λ_1	Rapport des pertes totales dans les gaines métalliques respectivement aux pertes totales des âmes

Le premier membre de droite de l'équation représente la différence de température entre les faces interne et externe de l'isolant, le second la différence de température entre la gaine métallique et la surface du sol.

Différents modèles, plus ou moins en accord avec l'expérimental existent pour T_4 et sont présentés dans le cas des galeries.

L'intensité du courant admissible dans un câble unipolaire ($n=1$) est obtenue à partir de l'expression ci-dessus par la formule suivante :

$$I = \sqrt{\frac{(\theta_c - \theta_a) - W_d(0,5 T_1 + T_3 + T_4)}{R_{ac}[T_1 + (1 + \lambda_1)(T_3 + T_4)]}} \quad (34)$$

Quand les câbles sont posés en groupe (en nappes horizontales ou verticales, en formations triangulaires ou en trèfle), ils sont soumis à un échauffement plus important que lorsqu'ils sont seuls. Pour tenir compte de cet échauffement mutuel qui engendre une réduction de leur capacité

de transport, la CEI fournit des méthodes de calcul (graphiques ou numériques) de facteurs de réduction.

II.2.3.2. Dimensionnement Cigré Electra en régime permanent

La détermination de la capacité de transport de câbles installés en galerie ventilée a été étudiée par le groupe de travail CIGRE 21-08 qui a publié le résultat de ses recherches en 1992 dans les numéros 143 et 144 de la revue Electra [44][45].

Un avantage de cette méthode est qu'elle reprend la démarche suivie dans le cas des galeries non ventilées. La méthode de calcul permet aussi de déterminer le profil de température de l'air dans la galerie.

II.2.3.2.1. Schéma équivalent et système d'équation

Les mécanismes de dissipation de la chaleur produite par les câbles sont toujours les mêmes :

- Φ Rayonnement entre les surfaces des câbles et la paroi
- Φ Convection à la surface des câbles et à la paroi
- Φ Conduction dans les câbles et le sol environnant

Les sources de chaleurs totales W_k s'écrivent sous la forme de l'équation (35) :

$$W_k = n[W_c(1 + \lambda_1) + W_d] \quad (35)$$

La prise en compte de l'effet de la ventilation forcée est faite par l'introduction d'une quantité de chaleur extraite W_a . On considère alors une portion dz de galerie, la puissance calorifique évacuée par l'air a alors pour expression :

$$W_a \cdot dz = c_{p_{air}} U A_t d\theta = c_{av} \cdot d\theta \quad (36)$$

U	Vitesse de l'air ($m \cdot s^{-1}$)
A_t	Section de passage dans la galerie (m^2)
$c_{p_{air}}$	Capacité thermique de l'air ($J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$)

Le système d'équation relatif aux échanges thermiques en galerie est établi suite à l'étude du réseau de résistances thermiques présenté en Figure 20.

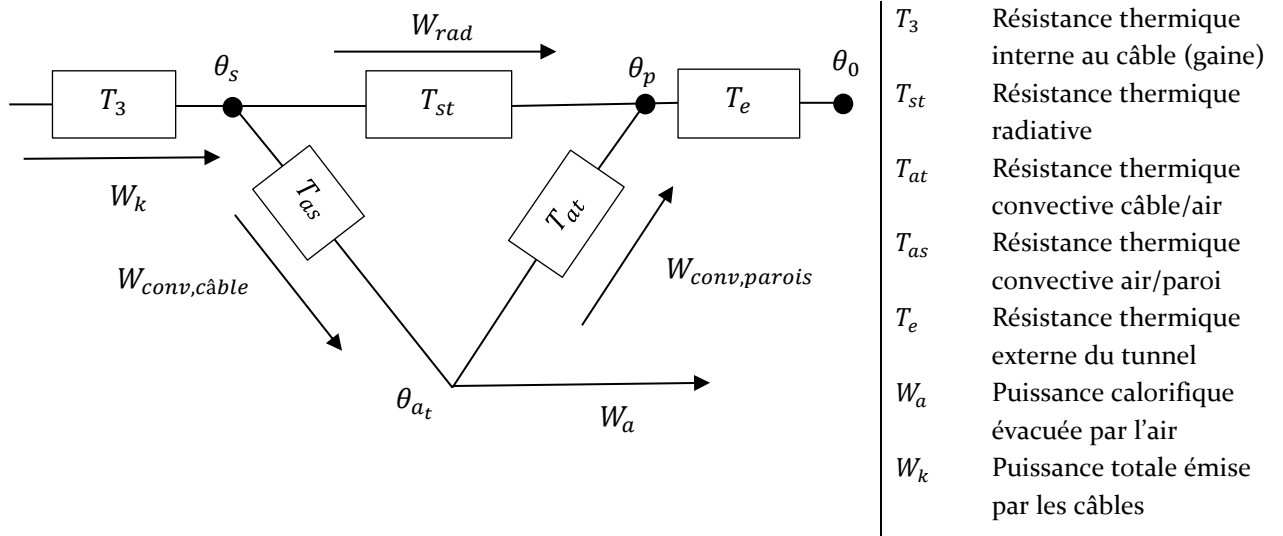


Figure 20: Réseau de résistance thermique CIGRE

Pour faciliter la résolution des équations, on utilise une transformation Triangle-Etoile des résistances T_{st}, T_{at}, T_{sa} (Figure 21).

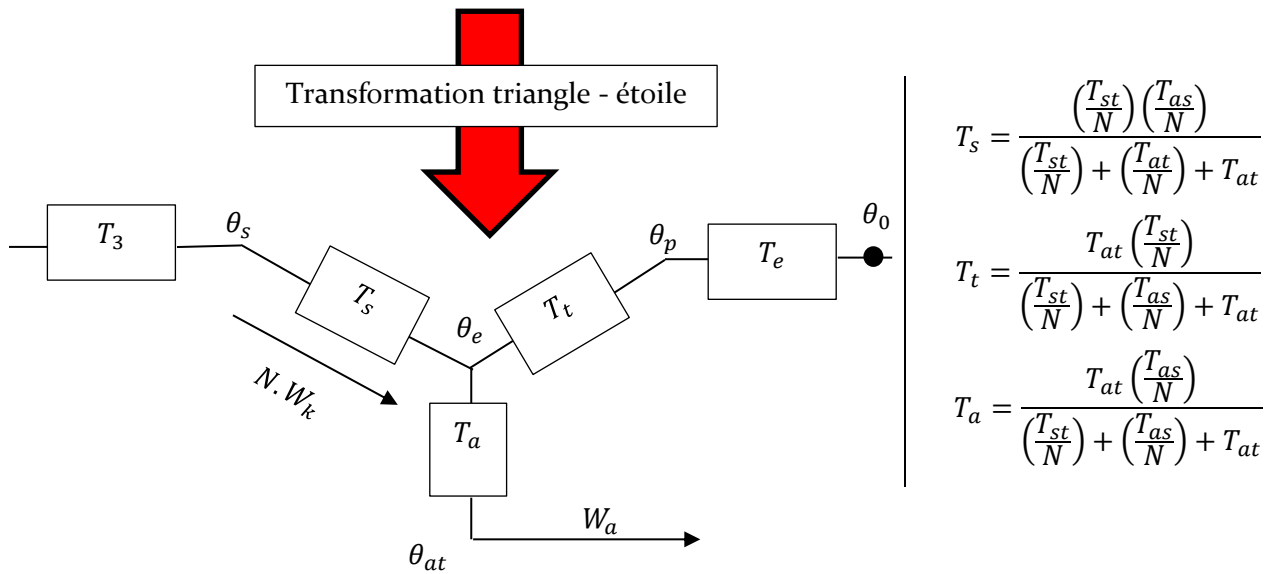


Figure 21: Transformation Etoile-Triangle du réseau thermique CIGRE

Le système d'équation obtenu est alors le suivant :

$$\theta_c - \theta_s = W_c[T_1 + n(1 + \lambda_1)T_3] + W_d \left[\frac{T_1}{2} + nT_3 \right] \quad (37)$$

$$\theta_s - \theta_e = T_s NW_k \quad (38)$$

$$\theta_e - \theta_p = T_t(NW_k - W_a) \quad (39)$$

$$\theta_p - \theta_0 = T_e(NW_k - W_a) \quad (40)$$

$$\theta_{at} - \theta_e = -T_a W_a \quad (41)$$

$$W_a = C_{av} \frac{\partial \theta_{at}}{\partial z} \quad (42)$$

II.2.3.2.2. Expression des résistances thermiques

II.2.3.2.2.1. Résistance thermique de rayonnement Tst

L'expression est la suivante :

$$T_{st} = \frac{1}{\pi D_e \epsilon_s G_r \sigma_b \left[(\theta_s + 273)^2 + (\theta_p + 273)^2 \right]} \times \frac{1}{\left[(\theta_s + 273) + (\theta_p + 273) \right]} \quad (43)$$

D_e Diamètre du câble (m)

σ_b Constante de Stefan-Boltzmann

θ_s, θ_p Température à la surface du câble et à la paroi (°C)

G_r Rapport de la surface émettrice du câble à la surface totale

ϵ_s Emissivité

II.2.3.2.3. Résistance thermique convective câble/air Tas

La convection sur le câble est modélisée par la corrélation de Weedy & El Zayyat [40] (cf. II.2.4 ci-après pour une présentation plus complète).

$$T_{as} = \frac{1}{\pi k_f K_p R_{eDe}^{0,65}} \quad (44)$$

pour $Re_{De} \in [1,85 \times 10^5 ; 7,39 \times 10^5]$

k_f Conductivité thermique de l'air
(W. m⁻¹. K⁻¹)

Re_{De} Nombre de Reynolds

K_p Constante dépendant de l'arrangement des câbles

II.2.3.2.4. Résistance thermique convective air/paroi Tat

La convection entre l'air et la paroi est modélisée par la corrélation de Dittus - Boelter

$$T_{at} = \frac{1}{\pi k_f 0,023 Re_{Dh}^{0,8} Pr^{0,4}} \quad (45) \quad \text{avec } Pr = \frac{C_{p,air} \nu}{k_f} \quad \left| \begin{array}{l} k_f \text{ Conductivité} \\ \text{thermique de l'air} \\ Re_{Dh} = \frac{UD_h}{\nu} \end{array} \right.$$

pour $Re_{De} > 7,39 \times 10^5$

II.2.3.2.5. Méthode de résolution

- Profil de température dans l'air :

L'évolution de la température d'air est tout d'abord calculée par combinaison des équations (39) (40) (41)

$$(39) - (40) - (41) \quad \theta_{at} - \theta_0 = (T_t + T_e)NW_k - (T_a + T_t + T_e)W_a \quad (46)$$

En utilisant l'équation (42):

$$\theta_{at} + (T_a + T_t + T_e)C_{av} \frac{\partial \theta_a}{\partial z} = \theta_0 + (T_t + T_e)NW_k \quad (47)$$

Si l'on considère les pertes et les propriétés thermiques de l'air constantes alors l'équation différentielle se résout comme suit :

$$\theta_{at} - \theta_{at}(0) = [\theta_a + (T_t + T_e)NW_k - \theta_{at}(0)] \left[1 - e^{\frac{-z}{\tau}} \right] \quad (48)$$

avec $\tau = (T_a + T_t + T_e)C_{av}$ et $\theta_{at}(0)$ la température de l'air en entrée de la galerie

La température de l'air s'accroît le long de la galerie, atteignant sa valeur maximale en sortie. C'est donc au niveau de la sortie que l'environnement thermique des câbles est le plus contraint.

L'intensité maximale admissible est donc déterminée en supposant que l'âme atteint sa température limite en sortie de galerie. On notera L la longueur de la galerie.

- Chaleur dissipée par l'air :

La chaleur dissipée W_a s'obtient avec (42) et (48):

$$W_a(L) = \frac{\theta_{at} + (T_t + T_e)NW_k - \theta_{at}(0)}{T_a + T_t + T_e} e^{\frac{-L}{\tau}} \quad (49)$$

En reportant les expressions (48) et (49), on obtient la température du point étoile :

$$\theta_e = \theta_{at} + \Delta\theta_0 + NW_k T_{4t0} \quad (50)$$

Dans laquelle :

$$\Delta\theta_0 = [\theta_{at}(0) - \theta_{at}] \frac{T_t + T_e}{T_a + T_t + T_e} e^{-\frac{L}{\tau}} \quad (51)$$

$$T_{4t0} = (T_t + T_e) \left(1 - \frac{T_t + T_e}{T_a + T_t + T_e} e^{-\frac{L}{\tau}} \right) \quad (52)$$

Une fois θ_e connue, les températures en surface des câbles et de paroi s'obtiennent directement avec les équations (38) et (39):

$$\theta_s(L) = \theta_{at}(L) + T_a W_a(L) + T_s NW_k \quad (53)$$

$$\theta_p(L) = \theta_{at}(L) + T_a W_a(L) - T_t [NW_k - W_a(L)] \quad (54)$$

- Intensité admissible dans la liaison :

Elle s'obtient par la formule (34) d'échauffement de l'âme :

$$I = \left[\frac{\theta_{max} - [\theta_{at} + \Delta\theta_0] - W_d \left[\frac{T_1}{2} + n(T_1 + T_3 + T_{4t}) \right]}{R_{ac} [T_1 + n(1 + \lambda_1)(T_3 + T_{4t})]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (55)$$

Avec $\Delta\theta_0$ l'élévation de la température ambiante

$$\Delta\theta_0 = [\theta_{at}(0) - \theta_{at}] \frac{T_t + T_e}{T_a + T_t + T_e} e^{-\frac{L}{\tau}} \quad (56)$$

T_{4t} la résistante thermique équivalente de l'environnement

$$T_{4t} = N[T_s + T_{4t0}] = N \left[T_s + (T_t + T_e) \left(1 - \frac{T_t + T_e}{T_a + T_t + T_e} e^{-\frac{L}{\tau}} \right) \right] \quad (57)$$

- Calcul itératif pour les températures en sortie de galerie

Les expressions des résistances thermiques T_a , T_s et T_t font intervenir les températures de surface des câbles, de paroi et d'air qui sont inconnues.

On procède donc à leur calcul par itération :

- Les résistances sont calculées à partir d'estimations des températures de surface, de la paroi et de l'air pour la sortie de la galerie.
- On en déduit l'intensité admissible et les pertes correspondantes.
- Les températures atteintes sont alors calculées pour cette intensité, puis réinjectées dans le modèle analytique afin de préciser le calcul.

II.2.4. Etude de Weedy & El Zayyat

La prise en compte du refroidissement forcé de câbles en galerie est réalisée par les lois de convection établies par Weedy et El Zayyat [40] dans leur étude de 1972. Celle-ci étant la seule présentant une étude expérimentale explicite des différents arrangements de groupes de câbles utilisés en galerie, l'étude est la base logique du dimensionnement Cigré [45] actuel.

Les lois de refroidissement ont été obtenues expérimentalement sur un banc d'essai réalisé dans la soufflerie de l'université de Southampton au Royaume-Uni. Plusieurs modèles de câbles ont été utilisés, composés de tubes d'acier enveloppés dans une gaine thermorétractable en PE. Les modèles de câbles sont donc droits, l'effet de la pose « en guirlande » des câbles n'est pas pris en compte.

Ces derniers sont chauffés de l'intérieur avec des bandes chauffantes en lieu et place de l'âme. Les câbles sont placés dans la veine de la soufflerie de dimension 2,1 m x 1,65 m x 4,5 m, maintenus en proche paroi par un support (type non précisé). Plusieurs thermocouples sont placés en différents plans de coupe le long du/des câble(s) afin de déduire les nombres de Nusselt moyen pour chaque configuration de pose testée. Les essais sont réalisés pour une gamme de nombres de Reynolds, calculés sur le diamètre du modèle de câble, compris entre $Re_{De} = 1,85 \times 10^5$ et $Re_{De} = 7,39 \times 10^5$. Le banc expérimental est résumé en Figure 22

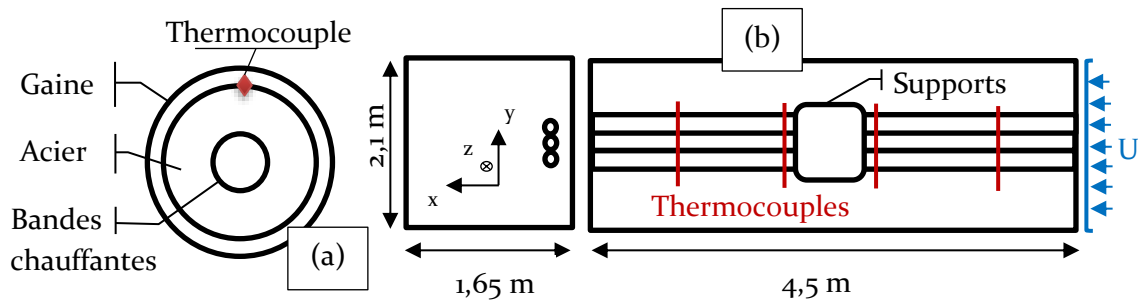


Figure 22 : Banc d'essai expérimental de l'étude de Weedy et El Zayyat (a) modèle de câble ; (b) Galerie d'étude

Les corrélations proposées par les auteurs sont établies sur le nombre de Nusselt moyen et se présentent toutes sous la forme de la formule (58) :

$$\overline{Nu_{De}} = K_p Re_{De}^{0,65} \quad (58) \quad \text{pour } Re_{De} \in [1,85; 7,39]$$

Où le coefficient K_p est défini pour chaque configuration testée et donné dans le Tableau 3 ci-dessous.

Arrangement des câbles	K_p
Câble seul	0,130
3 câbles espacés horizontalement ou verticalement (espacement $> 2De$)	0,115
3 câbles se touchant horizontalement ou verticalement (espacement $\leq 2De$)	0,086
3 câbles se touchant en trèfle	0,070

Tableau 3 : Valeur de la constante K_p pour différentes configurations de groupe de câbles

L'espacement à la paroi $L_x = 2De$ y est proposé comme valeur seuil pour laquelle une dépréciation de l'échange thermique existe. L'ampleur de la dépréciation n'est pas traitée dans l'étude.

II.2.5. Méthode de Pilgrim

Le modèle de Pilgrim [47] propose une amélioration importante au modèle CIGRE 21 – 08 [45].

Il permet de prendre en considération les cas de groupes de câbles de diamètres et de charges différentes en complexifiant le réseau de résistances thermiques représentant la galerie, à la fois en régimes permanent et transitoire.

II.2.5.1. Modèle thermique du câble

Chaque câble présent dans la galerie est modélisé par le même réseau que celui utilisé par la CIGRE [45] :

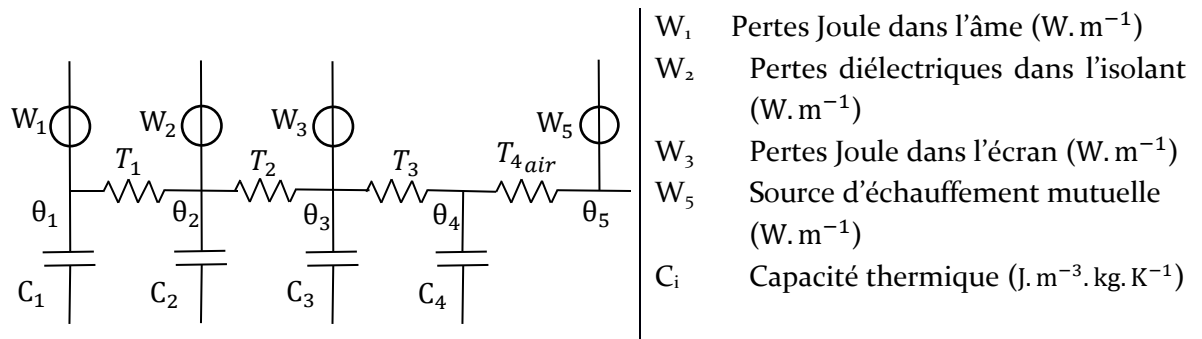


Figure 23: Réseau de résistances thermiques d'un câble en régime transitoire

Les expressions des résistances thermiques ainsi que les sources sont inchangées. Leurs valeurs sont relatives à chaque câble pour prendre en compte différents types de câbles et différentes intensités.

II.2.5.2. Modèle thermique de la galerie

Le réseau de résistances thermiques de la galerie prend en entrée les différentes températures de surfaces θ_s de chaque câble afin de différencier les contributions de chacun des câbles (notés a, b et c), d'où le réseau ci-dessous :

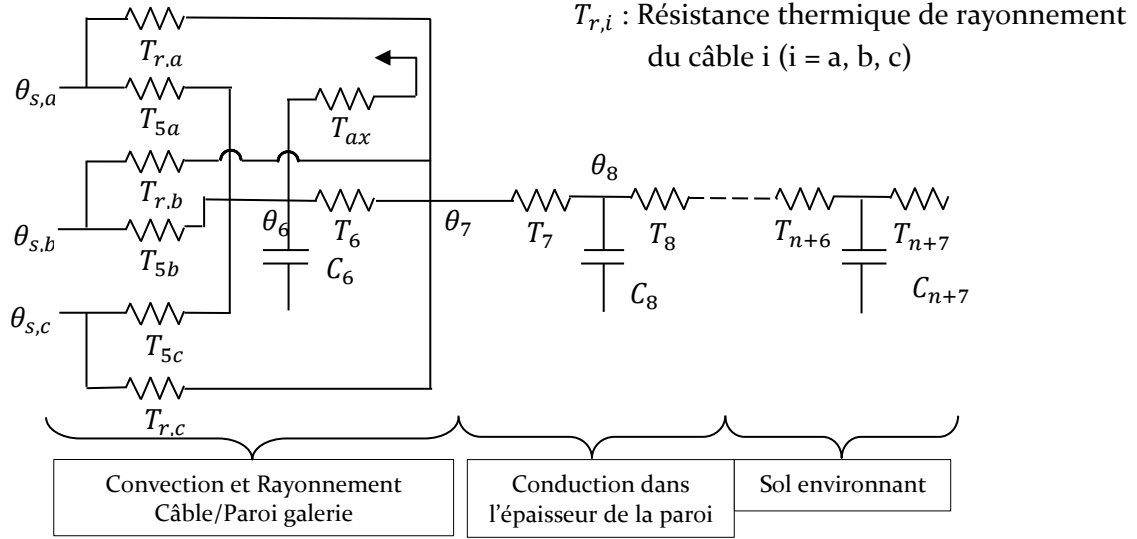


Figure 24 : Réseau de résistances thermiques de la galerie

En régime transitoire, le sol environnant est divisé en couches concentriques de conductivités thermiques différentes selon la méthode établie par la CEI. En régime permanent, seule la résistance T_4''' définie en II.2.1.5 est prise en compte.

Les autres résistances thermiques pour expressions :

$$T_5 = \frac{1}{\pi D_e h_{cable} \Delta x} \quad (59)$$

$$T_{ax} = \frac{1}{c_{pf} U A_{air}} \quad (60)$$

$$T_6 = \frac{1}{\pi D_{tunnel} h_{wall} \Delta x} \quad (61)$$

T_5	Résistance thermique linéique symbolisant l'échange thermique convectif en surface de câble
T_6	Résistance thermique linéique symbolisant l'échange thermique convectif en surface de galerie
T_{ax}	Résistance thermique linéique symbolisant l'échange thermique par convection le long de la galerie
h_{cable}	Coefficient de convection sur le câble ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
h_{wall}	Coefficient de convection sur la paroi de la galerie ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
U	Vitesse de l'air ($m.s^{-1}$)
A_{air}	Aire de passage de l'air (m^2)
Δx	Pas de discrétisation (m)
$C_{p_{air}}$	Capacité thermique volumique de l'air ($kJ.m^{-3}.K^{-1}$)

II.2.5.3. Transferts de chaleur entre câbles

Lorsque les câbles opèrent sous différents courants, les températures de leurs surfaces seront différentes. Les câbles les plus chauds vont alors rayonner avec les câbles environnants ayant une température plus faible ainsi qu'avec la paroi de la galerie.

Plutôt que d'utiliser des coefficients déterminés expérimentalement afin de prendre en compte les groupes de câbles, Pilgrim [47] calcule ces effets de proximité et de rayonnement à la paroi directement, respectivement par un terme source d'échauffement mutuel $Q_{5,i}$ et par une résistance de rayonnement T_r .

$$T_{r,i} = \frac{1}{\sigma F_{cw} D_e \varepsilon_{cab} \Delta x ((\theta_5 + 273)^2 + (\theta_7 + 273)^2) [(\theta_5 + 273) + (\theta_7 + 273)]} \quad (63)$$

$$Q_{5,i} = \pi D_e \Delta x \varepsilon_{cab} \sigma \sum_{c=1}^N F_{cc(y,c)} \left((\theta_{5(y)} + 273)^4 - (\theta_{5(c)} + 273)^4 \right) \quad (62)$$

ε_{cab}	Emissivité de surface du câble	i	Indice du câble en considération
σ	Constante de Stefan Boltzmann	c	Indice du câble en contribution $\in [1, \text{Nombre de câbles}]$
F_{cw}	Facteur de vue câble/paroi de la galerie	$\theta_{5(i)}$	Température de surface du câble i
F_{cc}	Facteur de vue entre câbles	θ_7	Température de paroi de la galerie

La source Q_5 se calcule pour chaque câble « y » en sommant les contributions des autres câbles présents dans la galerie. La disposition de ces câbles est traitée par le facteur de vue entre chaque câble F_{cc} . On obtient le système d'équations suivant :

$$\left(\frac{C_1}{\Delta\theta} + \frac{1}{T_1} \right) \theta_{i,1}^{m+1} - \frac{1}{T_1} \theta_{i,2}^{m+1} = Q_1 + \frac{C_1}{\Delta\theta} \theta_{i,1}^m \quad (64)$$

$$\left(-\frac{1}{T_1} \right) \theta_{i,1}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} + \frac{C_2}{\Delta\theta} \right) \theta_{i,2}^{m+1} - \frac{1}{T_2} \theta_{i,3}^{m+1} = Q_2 + \frac{C_2}{\Delta\theta} \theta_{i,2}^m \quad (65)$$

$$\left(-\frac{1}{T_2} \right) \theta_{i,2}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_2} + \frac{1}{T_3} + \frac{C_3}{\Delta\theta} \right) \theta_{i,3}^{m+1} - \frac{1}{T_4} \theta_{i,4}^{m+1} = Q_3 + \frac{C_3}{\Delta\theta} \theta_{i,3}^m \quad (66)$$

$$\left(-\frac{1}{T_3} \right) \theta_{i,3}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_3} + \frac{1}{T_4} + \frac{C_4}{\Delta\theta} \right) \theta_{i,4}^{m+1} - \frac{1}{T_4} \theta_{i,5}^{m+1} = \frac{C_4}{\Delta\theta} \theta_{i,4}^m \quad (67)$$

$$\left(-\frac{1}{T_4} \right) \theta_{i,4}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_4} + \frac{1}{T_5} + \frac{1}{T_r} \right) \theta_{i,5(c)}^{m+1} = \frac{1}{T_5} \theta_{i,6}^m + \frac{1}{T_r} \theta_{i,7}^m + Q_{5,y} \quad (68)$$

$$\left(\frac{1}{T_{ax}} + \frac{1}{T_6} + \frac{C_6}{\Delta\theta} \right) \theta_{i,6}^{m+1} - \frac{1}{T_6} \theta_{i,7}^{m+1} = \sum_{c=1}^N \left(\frac{\theta_{i,5}^{m+1} - \theta_{i,6}^m}{T_{5(c)}} \right) + \frac{1}{T_{ax}} \theta_{i-1,6}^{m+1} + \frac{C_6}{\Delta\theta} \theta_{i,6}^m \quad (69)$$

$$-\frac{1}{T_6} \theta_{i,6}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_6} + \frac{1}{T_7} + \sum_{c=1}^N \frac{1}{T_{r,(c)}} \right) \theta_{i,7}^{m+1} - \frac{1}{T_7} \theta_{i,8}^{m+1} = \sum_{c=1}^N \frac{1}{T_{r,(c)}} \theta_{i,5(c)}^{m+1} \quad (70)$$

$$-\frac{1}{T_{j-1}} \theta_{i,j-1}^{m+1} + \left(\frac{1}{T_{j-1}} + \frac{1}{T_j} + \frac{C_j}{\Delta\theta} \right) \theta_{i,j}^{m+1} - \frac{1}{T_j} \theta_{i,j+1}^{m+1} = \frac{C_j}{\Delta\theta} \theta_{i,j}^m \quad (71) \quad j=8 : n+6$$

- Les équations (64) et (67) sont les équations d'équilibres dans les couches internes des câbles.
- L'équation (68) décrit l'équilibre des flux convectifs et radiatifs à la surface des câbles.
- L'équation (69) prend en compte la convection longitudinale dans la galerie
- Les équations (70) et (71) représentent la conduction dans le sol. Celui-ci est divisé en anneaux concentriques afin de prendre en compte le changement de conductivité thermique du sol avec la température (on considère « j » couche de sol de conductivité centrées autour d'une température $\theta_{i,j}$).

II.2.5.4. Résolution du système d'équations

Ce système d'équations se résout par itération, et ce en trois temps distincts.

- Les résistances $T_{r,i}$ et les sources mutuelles $Q_{5,i}$ sont calculées pour chaque câble.
Les équations matricielles représentant les températures des câbles sont résolues, donnant un premier résultat pour les températures d'âme θ_1 et de surface de chaque câble θ_5 .
- On recalcule les résistances $T_{r,i}$ et les sources $Q_{5,i}$ avec les nouvelles valeurs de θ_5 de chaque câble.
L'équation matricielle correspondant à l'environnement de la galerie est résolue pour obtenir les températures d'air θ_6 et de paroi θ_7 .
- On calcule une nouvelle fois les résistances $T_{r,i}$ et les sources $Q_{5,i}$ avec les dernières valeurs de θ_5 et θ_7 afin d'obtenir les températures dans le câble pour l'itération présente.

Les températures obtenues servent alors comme entrées à l'itération suivante. Un exemple de calcul est proposé en Annexe D.

II.2.6. Limitations des modèles étudiés et développements possibles

Le modèle de Pilgrim [47] présente un grand intérêt du fait qu'il autorise une grande flexibilité dans le dimensionnement de liaisons souterraines en permettant de différencier chaque câble en appliquant à chacun une charge différente. De plus, le calcul direct de l'échauffement mutuel entre câbles permet une plus grande précision que l'utilisation de facteurs correctifs dépendants de la configuration étudiée, et ainsi forcément approximatifs.

La principale limitation de ce modèle vient de la modélisation de la convection, en particulier à la surface des câbles. Celle-ci se fait, comme le modèle CIGRE [45], par l'utilisation des coefficients établie par Weedy et El Zayyat [40].

Or deux éléments posent la question de la précision des lois proposées :

- Pour la gamme de nombres de Reynolds testés, le développement de l'écoulement n'est pleinement atteint qu'entre 60 m et 80 m (estimations réalisées par la formule proposée par Bhatti and Shah [48] et Zhi-qing [49]). Les essais étant réalisés sur une longueur de tunnel de 4,5 m, les lois sont probablement surévaluées vis-à-vis de l'écoulement turbulent dans une galerie réelle, dont la longueur est de l'ordre du kilomètre. Un calcul fait par Pilgrim pour une pose de câbles en fourreaux fait état d'une surévaluation des échanges thermiques de 20% sur un groupe de trois câbles en nappe horizontale.
- La présence d'un support « type », non défini plus précisément, au milieu de la zone d'essai fait que l'écoulement traité par Weedy et El Zayyat [40] est perturbé. Les tourbillons créés par la présence d'un élément bloquant vont tendre à augmenter les échanges observés. Bien que ces supports soient bien présents en pratique, différents types peuvent être utilisés, avec ainsi le risque d'avoir un refroidissement sensiblement différent pour des supports plus (ou moins) intrusifs.

Les effets de proximités peuvent faire l'objet d'une évaluation plus précise en affinant la prise en compte des espacements à une paroi ainsi qu'entre câbles.

II.3. Conclusion

L'étude bibliographique a permis de situer le projet de recherche par rapport aux études réalisées sur le refroidissement convectif de cylindres chauffant sous un écoulement turbulent coaxial. Celles-ci ont mises en évidence les différences dans l'écoulement pariétal, créées par l'effet de courbure, ainsi que l'impact important du confinement sur le flux thermique sur la surface du cylindre intérieur.

L'analyse des méthodes de dimensionnement existantes a précisé les méthodes de calculs et les simplifications choisies pour la résolution des réseaux de résistances thermiques et de capacités thermiques modélisant les échanges. Les deux modèles présentés, issue du travail de la Cigré [44] pour l'un et de celui de Pilgrim [47] pour l'autre, permettent chacun de modéliser une coupe de la galerie.

Chacun de ces modèles utilise la modélisation des échanges convectifs proposé par Weedy et El Zayyat [40] pour plusieurs configurations de pose de câbles, seul ou en groupe de 2 ou 3 câbles. L'étude expérimentale réalisée en soufflerie dont découlent ces lois de refroidissement présente certaines limitations dont il est proposé d'étudier les impacts. En particulier, le développement de l'écoulement dans l'étude est clairement insuffisant et un support indéterminé est situé dans la zone de mesure. La quantification de ces éléments est l'objet des chapitres suivants.

Chapitre III

Bancs d'essais expérimental et approche numérique

III.1. Présentation du banc d'essai expérimental.....	51
III.1.1. Cahier des charges.....	51
III.1.2. Configurations étudiées.....	54
III.1.3. Moyen d'essais & éléments de mesures.....	55
III.1.4. Instrumentations.....	58
III.2. Traitement des données expérimentales.....	62
III.2.1. Détermination des nombres de Nusselt.....	65
III.2.2. Evaluation des incertitudes de mesures.....	69
III.3. Présentation des études numériques	71
III.3.1. Présentation du code de calcul OpenFOAM.....	71
III.3.2. Paramètres de l'étude.....	71
III.3.3. Etudes numériques sous OpenFOAM.....	73
III.4. Validation de la procédure expérimentale : cas d'un écoulement transversal sur un cylindre chauffé.....	79
III.4.1. Principe de l'étude.....	79
III.4.2. Résultats et comparaison.....	82
III.5. Conclusion.....	85

Chapitre III

Bancs d'essais expérimental et approche numérique

III.1. Présentation du banc d'essai expérimental

III.1.1. Cahier des charges

Le but recherché étant de représenter au mieux une galerie en fonctionnement, le cahier des charges de référence se base sur une galerie réelle (galerie mise en service à Manzar par DEWA [50]).

Ces caractéristiques sont les suivantes :

- Une enceinte rectangulaire de 2,65 m x 2,5 m (dimensions internes 2,15 m x 2 m).
- Deux circuits 400 kV dans la galerie, fixés aux parois.
- Un fonctionnement en air calme 80% du temps.
- Un fonctionnement en ventilation forcée jusqu'à des vitesses de 5 m/s, utilisée lorsque la température de l'air ambiant en galerie dépasse une valeur critique.
- Une ventilation jusqu'à 12 m/s pour les cas d'urgence.

L'approche retenue est de représenter la galerie par une maquette à échelle réduite. Des câbles 400 kV sont donc à représenter. La maquette doit pouvoir traiter les configurations suivantes :

- Un câble seul au centre de la galerie (cas de validation).
- Trois câbles en trèfle.
- Trois câbles en nappe verticale.

Deux degrés de liberté sont à considérer :

- L'espacement entre les câbles (collés puis espacés jusqu'au cas d'indépendance thermique).
- L'espacement vis-à-vis de la paroi (câbles collés puis éloignés jusqu'au cas d'indépendance thermique pour lequel l'impact de la paroi est négligeable).

La maquette cherche à représenter le régime de fonctionnement en ventilation forcée jusqu'à 5 m.s^{-1} ($6,7 \text{ m.s}^{-1}$ en pratique).

Pour que les résultats des mesures expérimentales soient transposables au cas réel, le dimensionnement du modèle réduit est réalisé en similitude avec la galerie de référence. La similitude en convection forcée et en convection naturelle requiert la conservation de deux nombres adimensionnés :

- Le nombre de Reynolds, sur le diamètre hydraulique du tunnel, pour la convection forcée :

$$Re_{Dh} = \frac{UD_h}{\nu} = 6,85 \times 10^5 \quad \text{pour } 5 \text{ m.s}^{-1} \quad Pr = 0,72 (\text{Air ambiant à } 20^\circ\text{C}).$$

avec un diamètre hydraulique du tunnel de référence $D_h = 2,07 \text{ m}$.

- Le nombre de Grashof pour la convection naturelle dans l'air :

$$Gr = \frac{g\beta\Delta\theta l_c^3 \rho^2}{\mu^2} = 9,14 \times 10^6 \quad \text{pour de l'air}$$

avec la longueur caractéristique $l_c = D_e = 0,122 \text{ m}$.

La conservation de l'un ne permet pas la conservation de l'autre sans changement conséquent (changement de la nature du fluide et/ou de dimensions). En effet, en gardant le même fluide (air) pour le moyen d'essai, et en cherchant à conserver le nombre de Reynolds, les dimensions choisies sont les suivantes :

$$L_{hydro,maquette} = 6 \text{ m}$$

$$\text{Section de veine } a = 0,33 \text{ m}$$

$$D_e = 0,029 \text{ m}$$

Ceci afin de respecter la similitude de Reynolds ainsi qu'une limite de 8 m imposée par les dimensions du laboratoire.

Le calcul du nombre de Grashof donne alors $Gr = 1,23 \times 10^5$ pour le moyen d'essai, deux ordres de grandeur en dessous de la valeur du cas réel. De ce fait, la conservation du nombre de Reynolds, afin d'obtenir des résultats transposables en convection forcée, est privilégiée. Le calcul du dimensionnement de la maquette, comprenant le calcul de similitude, est fourni en Annexe B.

La ventilation maximale de 12 m.s^{-1} en cas d'urgence, étant trop contraignante pour le dimensionnement de la maquette, ne sera pas modélisée avec la configuration présente.

La puissance dissipée par les câbles instrumentés dans la maquette doit permettre d'atteindre une température d'au moins 60°C au niveau de la gaine.

III.1.2. Configurations étudiées

Le programme retenu pour les études expérimentales se divise en trois parties :

- L'étude de configurations simples (cf. Figure 25). L'étude d'un câble seul est traitée avec des configurations en milieu de veine ou en proche paroi à différentes vitesses de ventilation. L'objectif est de comparer les données obtenues avec les calculs des documents de référence (CEI 60287 et Electra 143 et 144) et les données de simulations. Les résultats sont présentés au chapitre IV.

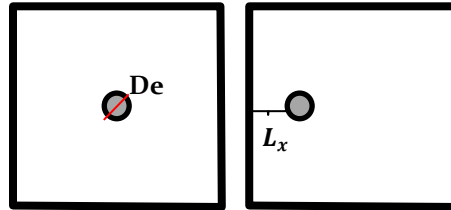


Figure 25 : Configurations simplifiées – câble seul en galerie

- L'étude de configurations représentatives (cf. Figure 26). C'est l'étude des configurations de câbles en trèfle ou en nappe verticale, à différentes distances de la paroi. Elle permet de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats de simulations, puis avec la modélisation CEI utilisée. Ces résultats sont présentés au chapitre V.

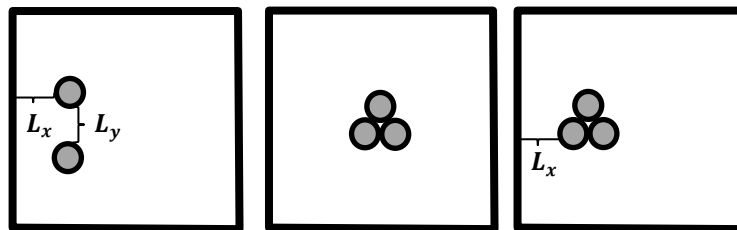


Figure 26 : Configuration représentatives – groupes de câbles

- L'étude qualitative de l'effet d'un type de supports sur le refroidissement d'une configuration de pose de câble (cf. Figure 27). Il s'agit de quantifier l'effet d'un élément perturbateur de l'écoulement présent dans une galerie réelle. Les résultats de cette étude permettent de donner des éléments de discussion sur les écarts observés avec les lois actuelles. Les résultats sont présentés dans le chapitre VI.

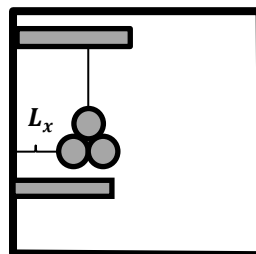


Figure 27 : Etudes complémentaires – Pose de câbles avec suspentes et supports

III.1.3. Moyen d'essais & éléments de mesures

III.1.3.1. Veine d'écoulement

Le moyen d'essais a été monté dans l'enceinte du laboratoire LAMIH de l'université de Valenciennes. Les dimensions du hall du laboratoire, 10,72 m x 10,63 m ont été l'une des contraintes fortes sur le dimensionnement de la taille de la veine.

Le moyen d'essai, présenté en Figure 28, se compose d'une veine d'écoulement, dans laquelle sont placés des câbles à échelle réduite, et d'un moyen de ventilation. Les dimensions de la veine ont été définies en vue de respecter la similitude de Reynolds avec le tunnel présenté dans le cahier des charges en III.1.1.

Le nombre de Reynolds est défini sur la base du diamètre du câble ($D_e = 0,029\text{ m}$), considéré comme longueur caractéristique dans le dimensionnement.

Le nombre de Reynolds Re_{De} varie entre $1,25 \times 10^4$ et $5,5 \times 10^4$. Une section de $a^2 = 0,333 \times 0,333\text{ m}^2$ et une longueur de 7 m ont été définies afin d'assurer un écoulement turbulent pleinement développé thermiquement (cf. Figure 29). Les mesures de températures sont réalisées en fin de veine, à 6,3 m de l'entrée.

Le refroidissement est assuré par une ventilation par aspiration permettant d'atteindre les 31 m/s dans la veine. Ceci permet de représenter, par similitude de Reynolds, les vitesses de ventilation prévue en fonctionnement normal en galerie jusqu'à 5 m.s^{-1} . La ventilation d'urgence de la galerie n'est pas traitée comme précisé précédemment.



Figure 28 : Veine d'écoulement et moyen de ventilation

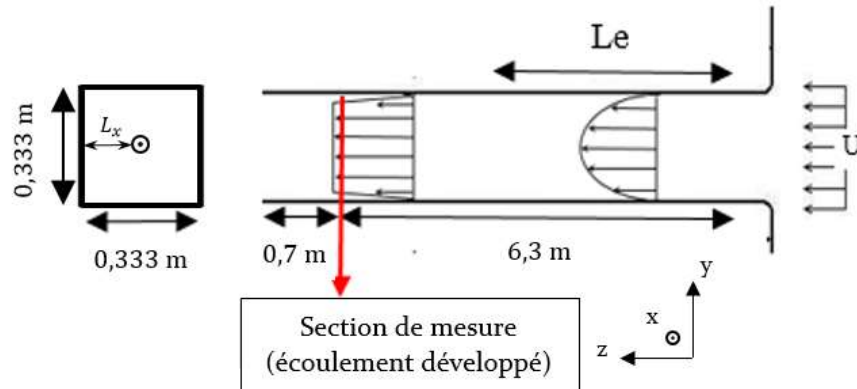


Figure 29 : Direction de l'écoulement et section de mesure

III.1.3.2. Modèles de câbles à échelle réduite

Trois modèles réduits de câbles de diamètre $\varnothing 0,029$ m ont été montés et instrumentés afin d'étudier leur refroidissement. Ceux-ci sont faits d'une âme en aluminium cerclée de tubes de cuivre, d'un corps de céramique et de deux gaines thermorétractables (cf : Figure 30). Le cerclage des tubes de cuivre sert à assurer le contact entre le cœur d'aluminium et la céramique afin d'assurer une propagation homogène du flux de chaleur. Le corps de céramique étant composé de plusieurs morceaux cylindriques emboîtés les uns dans les autres, les jonctions sont sellées par application d'un ciment céramique de même conductivité thermique.

Les modèles de câbles sont placés dans la veine et repérés par rapport à la paroi de gauche. L'espacement à celle-ci, donné par le nombre L_x , est donné en fraction du diamètre du câble D_e (cf : Figure 30).

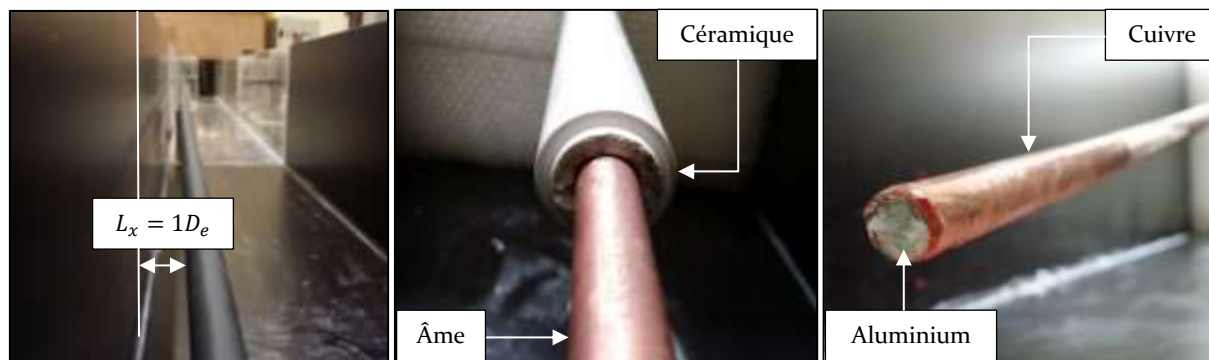


Figure 30 : Composition des modèles réduits de câble

III.1.3.3. Eléments de montée en température des câbles

Afin d'amener les modèles de câbles à la température cible, deux transformateurs de courant sont utilisés dans une boucle d'alimentation. Ces transformateurs induisent le courant souhaité dans la boucle de câble(s) en essais.

Le câble d'alimentation, raccordé aux câble(s) en essais, est un câble BT 240 mm² constitué d'une âme aluminium et d'une gaine de faible épaisseur permettant, de part sa section d'âme élevée, de faire transiter l'intensité nécessaire dans le câble en essai sans subir un échauffement trop sévère grâce à son unique gaine de faible épaisseur.



Figure 31 : Alimentation des modèles réduits de câbles – Transformateurs de courant

Deux types de tores sont utilisés en série :

- Un tore « fixe » dont la puissance fournie n'est réglable qu'avant la mise en route. La position d'éléments de shunt permet de contrôler le pourcentage de bobinage utilisé, ce qui détermine le courant induit.
- Un tore « variable » qui, en plus du réglage par utilisation d'un shunt, est raccordé à un rhéostat permettant un réglage du courant induit pendant l'essai.

III.1.4. Instrumentations

III.1.4.1. Instrumentations en température

Les mesures de températures sont réalisées dans les modèles réduits de câbles, en surface du corps de céramique. Dix thermocouples de type T ($\pm 0,5^{\circ}\text{C}$) sont placés tous les 36° sur une section droite du câble dans des rainures (profondeur 1 mm) visibles en Figure 32. L'espace restant dans les rainures est comblé par application du même ciment céramique évoqué en III.1.3.2.

Les températures mesurées sont acquises sur un système d'acquisition KEITHLEY 3706 contrôlé directement sur un PC. Les températures sont acquises toutes les 5 secondes. Une fois que la température d'âme du câble n'évolue plus ($0,5^{\circ}\text{C}$ entre deux mesures espacées de $\frac{1}{2}$ heure), le régime permanent est considéré atteint.

Les thermocouples ainsi que la chaîne d'acquisition ont été calibrés par les constructeurs respectifs.

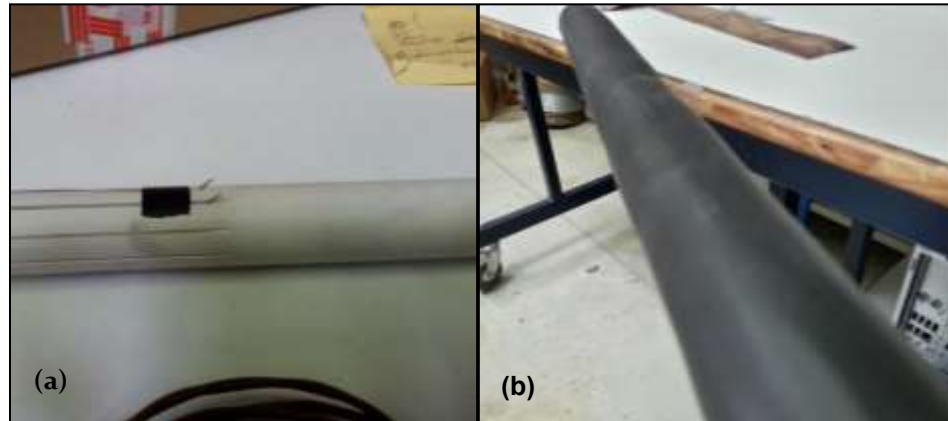


Figure 32 : Instrumentations des modèles de câble – (a) Barre de céramique rainurée ; (b) Etat de surface après gainage

La paroi de la veine est aussi instrumentée par trois thermocouples de type T comme décrit en Figure 33. L'un d'entre eux est situé en face du câble ($T_{c\beta}$) et les deux autres de part et d'autre ($T_{c\alpha}$ et $T_{c\gamma}$) à 10 cm de ce dernier afin de voir l'effet de l'espacement d'un câble sur le champ de température de la paroi.

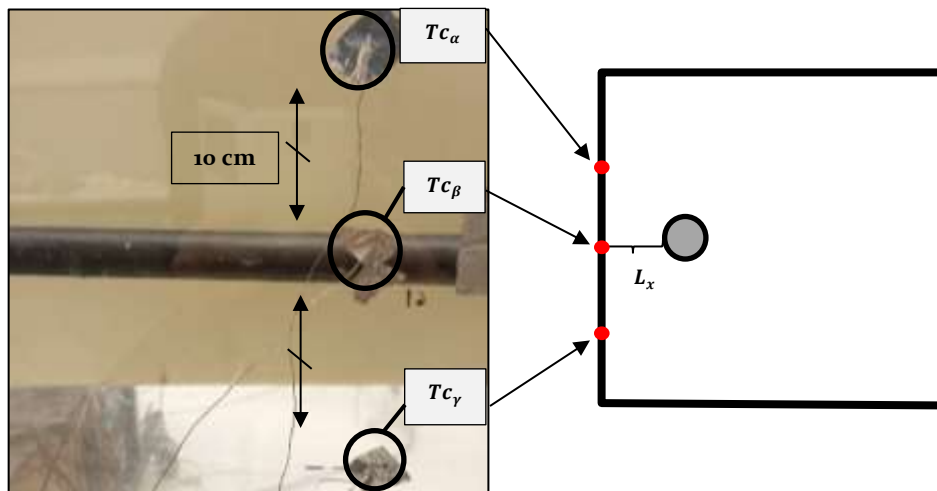


Figure 33 : Instrumentation en température de la paroi de la veine

III.1.4.2. Mesure de profil de vitesse

L'écoulement dans la veine a été étudié par anémométrie fil chaud [51][52] afin de valider les données numériques. Le fil utilisé est alimenté par un pont de Weston, décrit par la Figure 34.

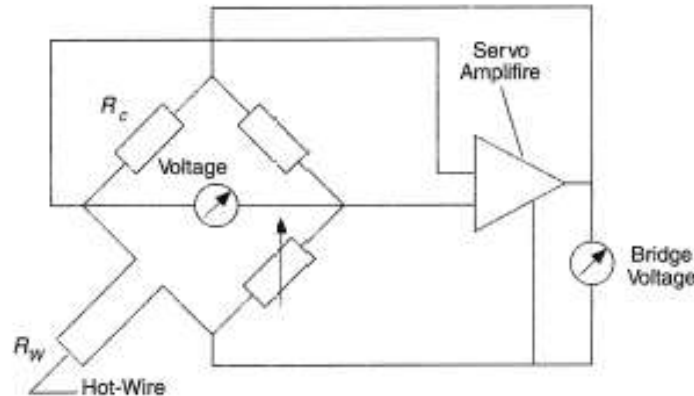
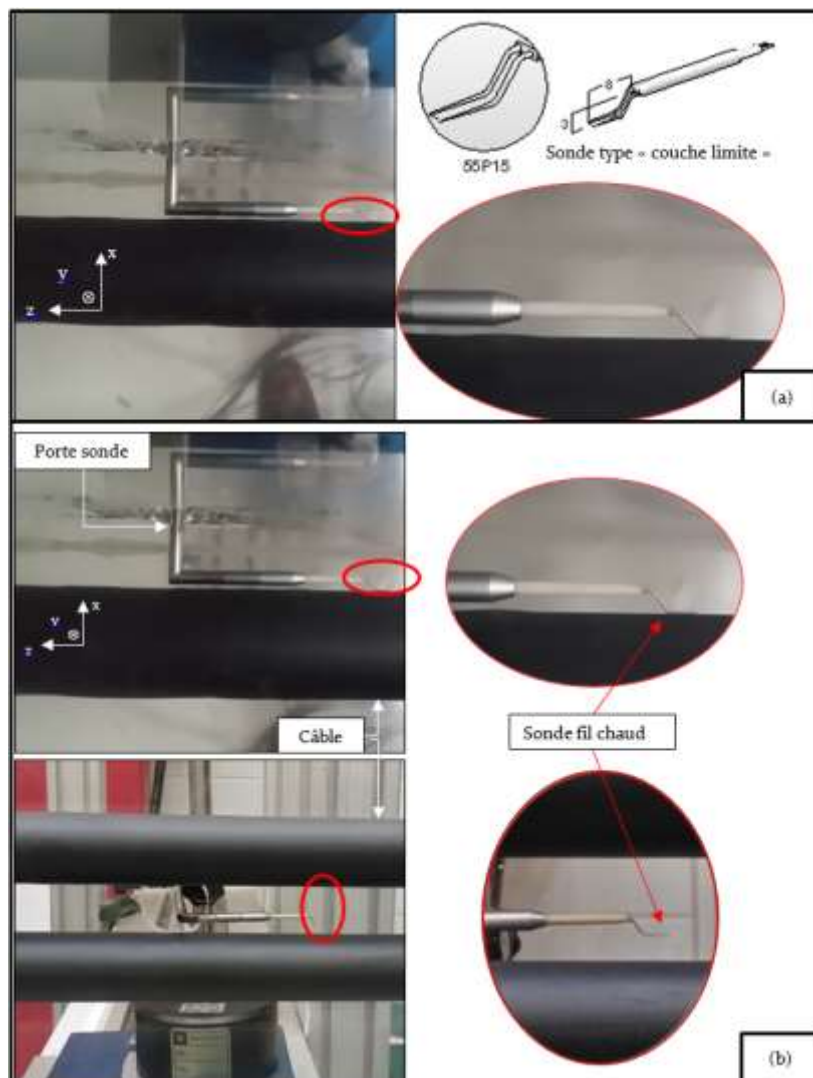


Figure 34 : Alimentation du système fil chaud par pont de Wheatstone



Une sonde fil chaud coudée a été utilisée afin de capturer les profils de vitesse au plus proche des parois du câble et de la veine (cf Figure 35).

Les profils expérimentaux ont été réalisés pour le cas d'espacement à la paroi le plus faible ($L_x = 0,5De$) et l'espacement entre câble le plus faible ($L_x = 0,5De$ et $L_y = 0,5De$).

Des mesures tous les demi-millimètres ont été prises, sur une minute, à une fréquence de 1 kHz afin de garantir à la fois une bonne résolution spatiale et une moyenne temporelle établie de la mesure.

Figure 35 : Instrumentation fil chaud – (a) câble seul ; (b) deux câbles en nappe verticale

La relation tension / vitesse est obtenue en calibrant la sonde sur un banc extérieur disposant de mesures de vitesses par écarts de pression.

Le banc de calibration se compose d'une veine de section circulaire reliée à un ventilateur doté d'un variateur de vitesse. Deux prises de pression permettent le calcul de la vitesse d'air dans le tube par la relation de Bernoulli. Le fil chaud est placé en bout du tube et les tensions sont relevées pour chaque vitesse.

Une loi du type (72) est développée après chaque campagne de mesure. Les valeurs proposées correspondent à la calibration pour les mesures sur le cas câble seul (cf. Figure 36), dont les sources d'incertitudes sur la mesure sont détaillées dans le Tableau 4.

$$E^2 = A + BU^n \quad (72)$$

$$A = 10,69$$

$$B = 2,74$$

$$n = 0,52$$

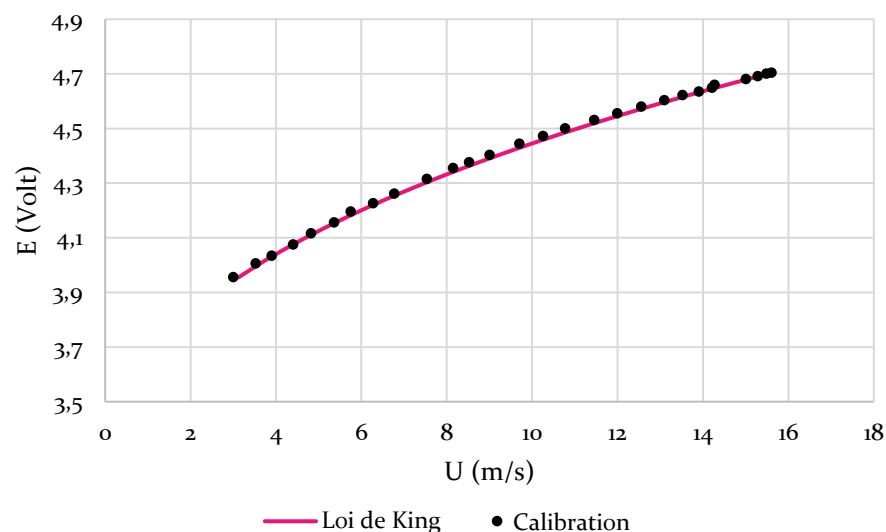


Figure 36 : Relation type tension / vitesse de calibration des mesures fil chaud

Source	Incertitude
Mesure de pression pendant la calibration	$\pm 1,5 \%$
Mesure de tension pendant la calibration	$\pm 0,5 \%$
Position initiale par rapport à la paroi	$\pm 0,05 \text{ mm}$ (5 %)
Mesure de Vitesse	$\pm \approx 7 \%$

Tableau 4 : Sources et valeurs des incertitudes de mesure par vélocimétrie fil chaud

Le profil de vitesse entier est obtenu par recomposition de deux profils de vitesse, de par la nécessité de retourner la sonde pour avoir les deux couches limites, celle proche du câble et celle proche de la paroi de la veine.

III.1.4.3. Mesure de flux radiatif

Une instrumentation utilisant un capteur de flux radiatif (cf. Figure 37) est utilisée sur un cas d'étude en convection naturelle afin de vérifier la bonne prise en compte du rayonnement thermique dans le traitement calculant les nombres de Nusselt. Le capteur, de $6,25 \text{ cm}^2$ de surface et d'une sensibilité de $0,625 \mu\text{V.m}^{-2}$, est placé d'une part sur la paroi de la veine en face du câble en essai pour un espacement à la paroi $L_x = 0,5De$ pour le cas d'un câble seul. Dans le cas de deux câbles en nappe verticale, le capteur est placé sur le câble inférieur.

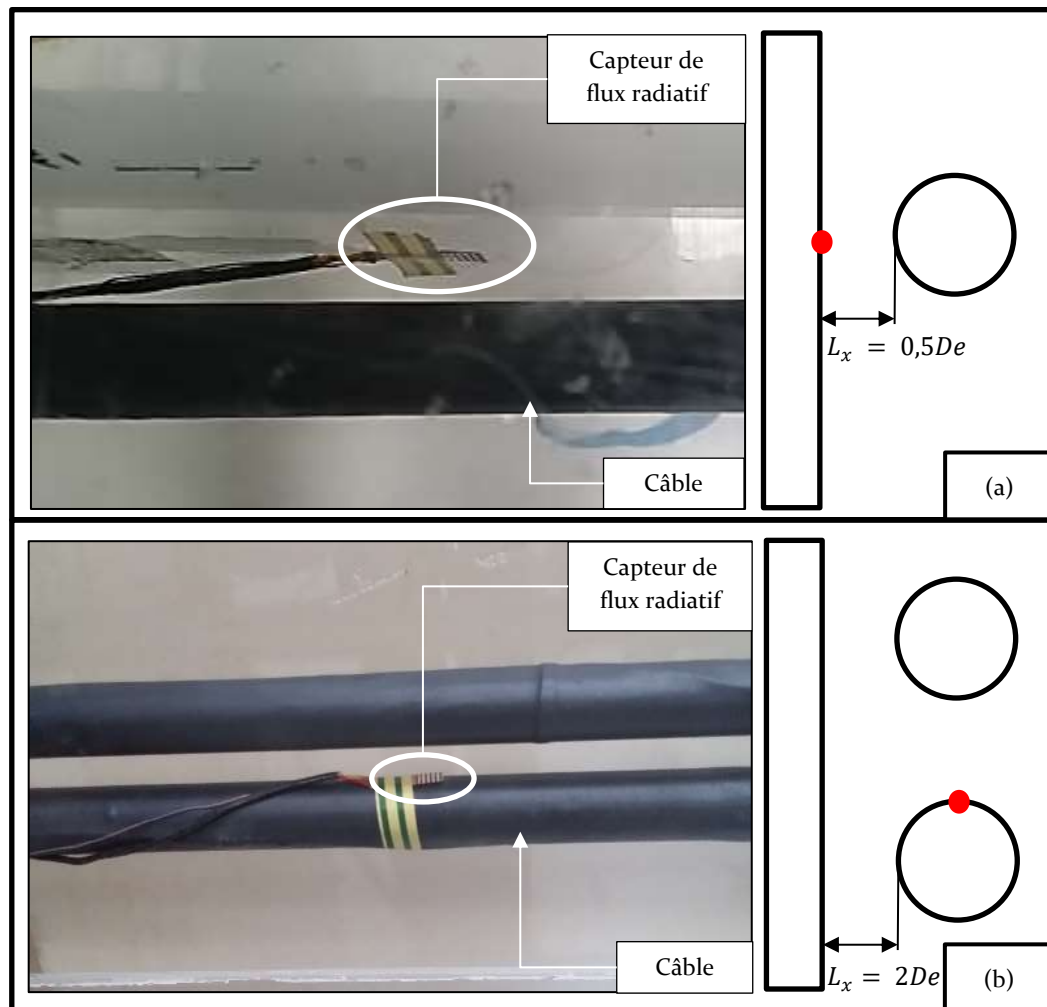


Figure 37 : Instrumentation par capteur de flux radiatif – (a) câble seul ; (b) deux câbles en nappe verticale

III.1.4.4. Mesure du courant transité

Le courant transitant dans la boucle est mesuré par un transformateur de mesure de courant de classe de précision 0,5 (0,5% d'erreur maximale sur le courant au nominal). Le tore (cf. Figure 38) est relié à un convertisseur Courant/Tension donnant en sortie une tension entre 0V et 10V proportionnelle au courant mesuré. Les 10V correspondent selon le calibrage du tore à 500A (calibre 500A / 5A) ou 1000A (calibre 1000A / 5A).



Figure 38 : Transformateur de mesure de courant

III.1.4.5. Mesure de résistivité électrique

Les mesures de la résistivité électrique de chaque câble sont réalisées par la méthode « quatre points » dont le principe est détaillé ci-dessous.

Un micro-ohmmètre est raccordé aux deux extrémités du modèle de câble et permet d'envoyer un courant de 5A à travers deux fiches enfoncées dans la partie aluminium de l'âme. Deux fiches de mesures sont aussi placées entre les deux premières afin de mesurer le différentiel de tension entre les deux bornes de ces nouvelles fiches. Le rapport V/I donne la résistance électrique (cf : Figure 39).

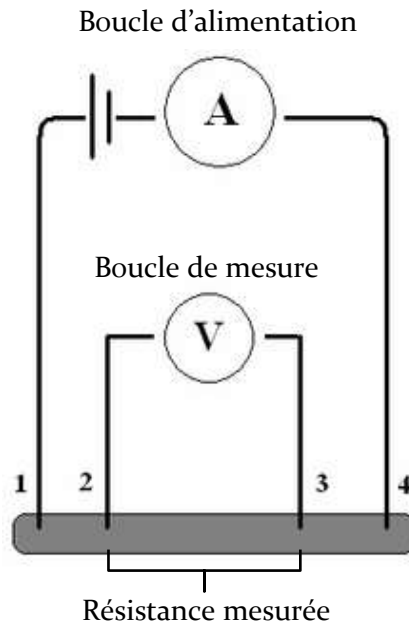


Figure 39 : Principe de mesure de résistance électrique par la méthode « quatre points »

Les mesures de résistances sont réalisées tous les 10°C entre 20°C et 100°C pour chaque câble utilisé afin d'avoir une évaluation de la puissance injectée la plus précise possible.

La précision de la mesure de résistance dépend de la classe de précision du matériel utilisé. Deux appareils ont été utilisés : un milli-ohmmètre FI 908MO présent au laboratoire ($\pm 0,25\% + 25 \mu\Omega$) et un micro-ohmmètre OM21 ($\pm 0,05\% + 0,3 \mu\Omega$).

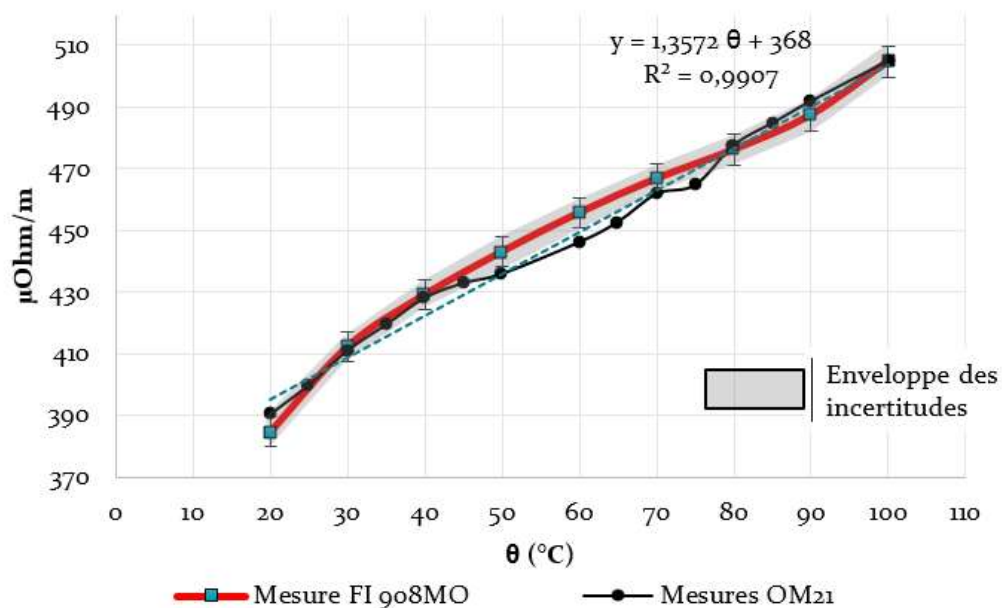


Figure 40 : Mesure de résistance par FI 908MO et OM21 pour un câble

III.2. Traitement des données expérimentales

III.2.1. Détermination des nombres de Nusselt

L'intensité du transfert thermique convectif est représentée par le nombre de Nusselt défini par l'équation (73). Ce nombre sans dimension représente le rapport du flux thermique convectif à ce qu'il serait en conduction pure. Sa valeur est donc de 1 au minimum (conduction seule).

Des valeurs proches de 1 sont représentatives d'un écoulement laminaire du fluide, tandis que des valeurs de 100 à 1000 peuvent être obtenues en écoulement turbulent. Le nombre de Nusselt n'est pas directement utilisable. Seul le coefficient d'échange thermique (h), calculé à partir du nombre de Nusselt, est d'une utilité pratique. Celui-ci est calculé avec les températures de film dans la suite du document.

$$Nu_{De} = \frac{hD_e}{\lambda} \quad (73)$$

h : Coefficient d'échange convectif ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) D_e : Diamètre du câble (m) λ : Conductivité thermique de l'air ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Les profils de température expérimentaux sont utilisés pour remonter aux profils de nombres de Nusselt en surface de câble (cf. Figure 41).

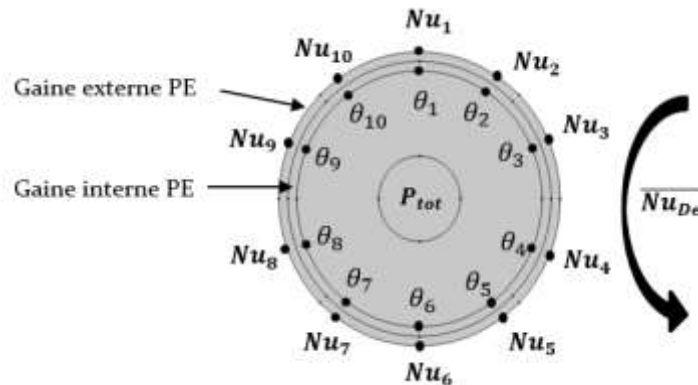


Figure 41 : Détermination du nombre de Nusselt

Deux méthodes ont été comparées :

- Une méthode directe, supposant le flux thermique azimuthal entre les thermocouples négligeable. Un réseau filaire de résistance thermique est alors résolu en considérant les interactions entre les points de mesures comme négligeable.

Les températures en surface du câble sont calculées par la formule (74), avec θ le vecteur des dix températures mesurées et T_3 la résistance thermique de la gaine.

$$\theta_s = \theta - \frac{1}{10} T_3 W_{tot} \quad (74)$$

Le flux convectif W_{conv_i} , supposé constant sur un secteur $\{i - (i + 1)\}$, est calculé par la formule (75) pour chacune des dix portions.

$$W_{conv_i} = \frac{1}{10} W_{tot} - W_{ray_i} \quad (75)$$

Le flux radiatif W_{ray_i} est déduit du calcul radiatif COMSOL présenté en Figure 42. La part radiative P_{ray} est soustraite de la puissance totale pour chacun des 10 points de mesures par un calcul numérique sous COMSOL Multiphysics© ($\varepsilon_{gaine} = 0,9, \varepsilon_{paroi} = 0,86$).

L'équilibre thermique est obtenu par un solveur stationnaire utilisant un algorithme de type hémicubes, méthode calculant les radiosités locales pour chaque maille. Cette méthode permet un calcul rapide du flux thermique radiatif avec un bon degré de précision [53]. Les flux radiatifs sont extraits en surface de câble puis soustraits à la puissance totale pour obtenir la part convective.

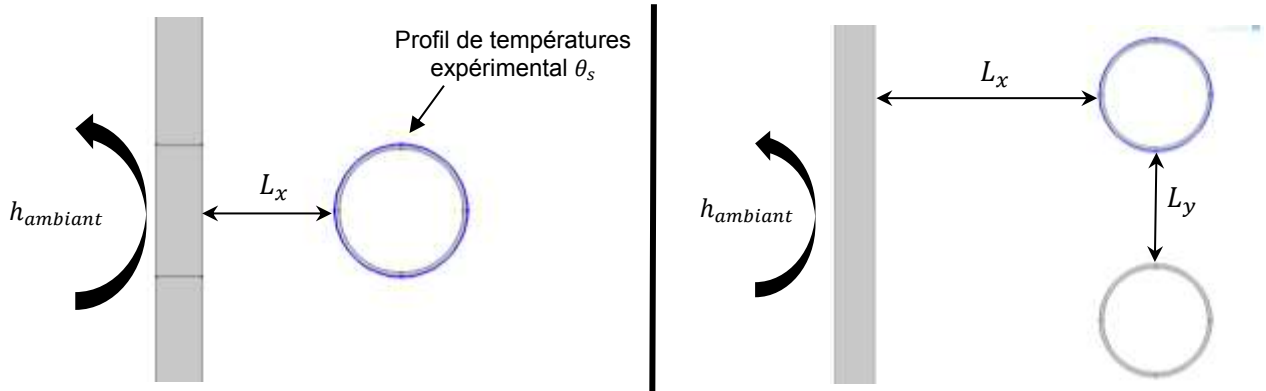


Figure 42 : Modèle COMSOL d'évaluation du rayonnement thermique – cas d'étude $L_x = 0,5De$ et deux câbles $L_x = 2De, L_y = 1De$

Le nombre de Nusselt est donc obtenu par la formule (76):

$$Nu_{De_i} = \left(\frac{De}{\lambda} \right) \frac{W_{conv_i}}{\pi De [(\theta_s - \theta_{ambient})]} \quad (76)$$

Le nombre de Nusselt moyen est calculé par intégration des dix températures sur le pourtour du câble par la formule (77).

$$\overline{Nu_{De}} = \frac{D_e}{2\pi\lambda(\bar{\theta}_s - \theta_{ambient})} \sum_0^{2\pi} W_{conv_i}(\varphi) d\varphi \quad (77)$$

- Dans les cas de forte proximité des câbles avec une autre surface, l'hypothèse d'un flux de chaleur azimuthal constant fausse la répartition locale du refroidissement convectif obtenue par méthode directe. Une méthode inverse 2D a été développée afin de tenir compte des transferts de chaleur dans l'ensemble du corps du câble. Celle-ci est composée de deux éléments :
 - o Une méthode d'optimisation itérative sous MATLAB, récupérant les températures calculées aux points de contrôle correspondant à la position de chaque thermocouple et fournissant les profils de coefficients d'échange au calcul thermique.
 - o Un calcul numérique 2D sous le logiciel de simulation multiphysique COMSOL®, utilisé pour calculer les gradients de température dans une section droite du câble. Les données d'entrées sont la puissance dissipée dans l'âme ainsi que le profil de température mesuré expérimentalement. Le problème numérique étant sous-contraint (le maillage COMSOL est nécessairement plus fin pour avoir une bonne résolution dans les zones fines des gaines) le profil de coefficient d'échange est interpolé par une spline de degré trois, déterminé par le logiciel automatiquement.

Un exemple de modèle COMSOL pour le calcul inverse est présenté en Figure 43 pour le cas d'un trèfle jointif en position centrale.

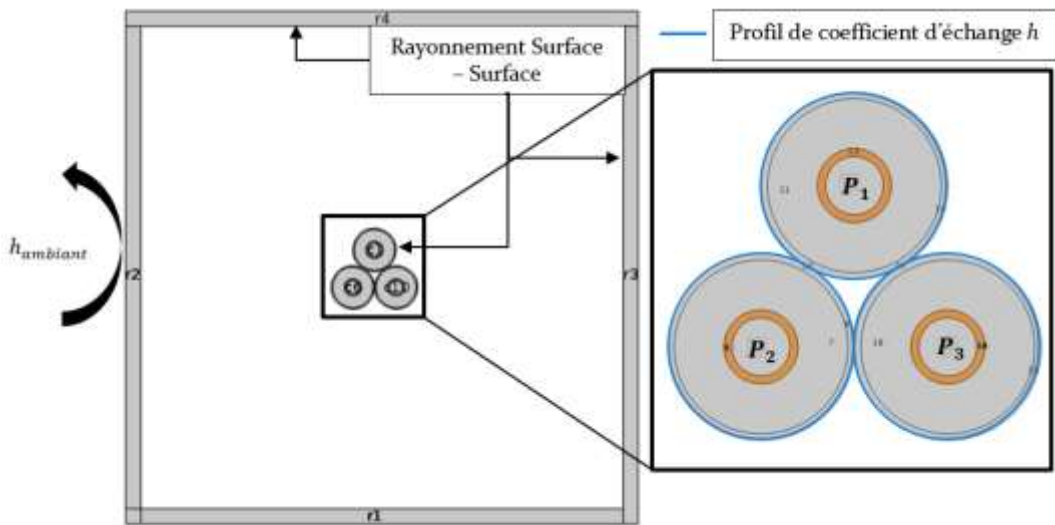


Figure 43 : Modèle inverse COMSOL pour le cas d'un trèfle jointif

L'organigramme de la méthode ainsi qu'un exemple des résultats du code sont présentés en Annexe C. La précision atteinte par la méthode de détermination des coefficients d'échange

s'apprécie à l'écart de température final $\Delta\theta$ retourné par le code entre le profil de température expérimental et celui issue du dernier calcul COMSOL.

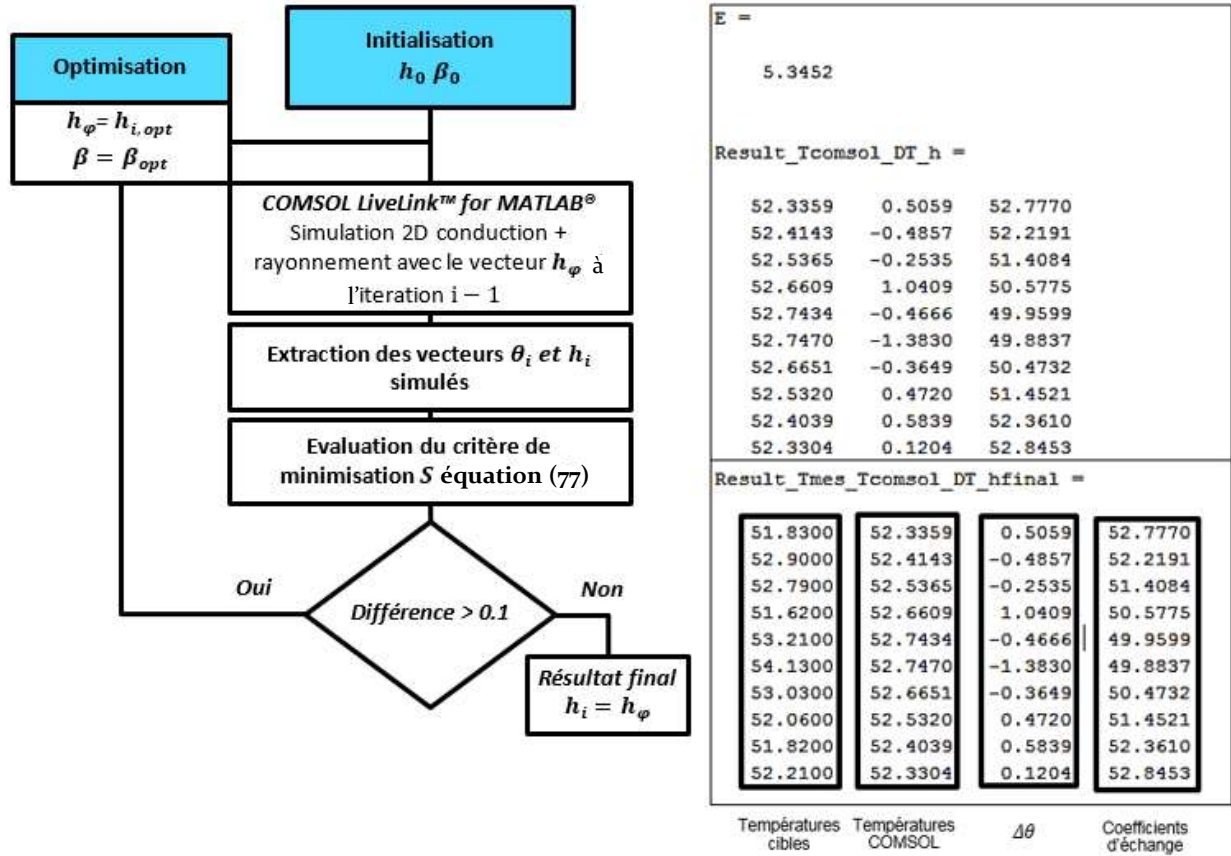


Figure 44 : Structure du calcul inverse des coefficients d'échange

L'optimisation est réalisée par la minimisation d'une fonction-coût S dont la formulation est donnée par l'équation (78). Celle-ci intègre l'écart quadratique entre les températures calculées et mesurées :

$$S = \sum_{i=1}^{10} (\theta_i - \theta_{i,mes})^2 + \beta \sum_{i=2}^8 (h_{i+1} - 2h_i + h_{i-1})^2 \quad (78) \quad \left| \begin{array}{l} \theta_{i,mes} \text{ Température expérimentale} \\ \text{aux points de mesures} \end{array} \right.$$

Le second élément de la somme correspond au terme de régularisation spatiale. Cette régularisation introduit un biais dans la résolution afin de limiter de fortes oscillations, non-physiques, de la solution. Le paramètre β est un paramètre « compromis » permettant de stabiliser la procédure d'optimisation tout en limitant l'écart entre résultats mesurés et calculés.

Trois types de régularisations ont été testés, amenant au choix d'une régularisation spatiale d'ordre 2. Le biais ainsi défini fait porter l'information *a priori* sur le caractère fortement oscillant de la solution afin de l'atténuer.

III.2.2. Evaluation des incertitudes de mesures

Les incertitudes de mesures ont été évaluées à l'aide d'une méthode de Monte-Carlo [86]. Les zones d'incertitudes sont présentées sous forme de bande grise sur les graphiques des parties suivantes.

La méthode de Monte-Carlo permet de considérer les différentes imprécisions de mesure de chacune des variables dans le calcul du nombre de Nusselt. Le principe général est présenté en Figure 45.

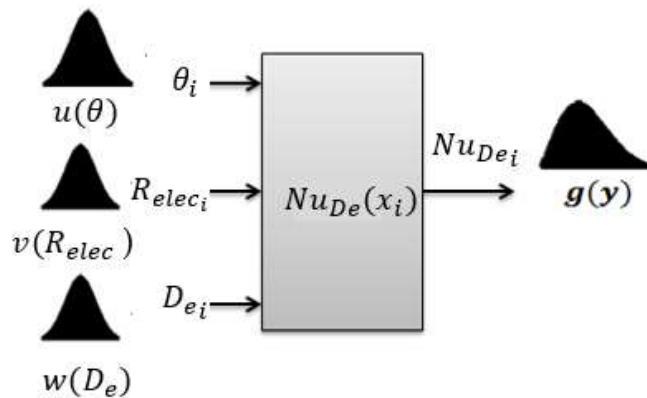


Figure 45 : Principe de l'évaluation des incertitudes par méthode de Monte-Carlo

Pour chaque variable, l'écart type et la variance de sa mesure sont calculés en se basant sur l'indice de précision des outils de mesure utilisés. Une loi de probabilité est ensuite choisie pour les variables considérées, dans laquelle une variable aléatoire est introduite. La construction des variables aléatoires est faite par les caractéristiques données dans le Tableau 5.

	θ (°C)*	R_{el} (Ω)	I (A)	Diamètres (m)
Moyenne	71,0	$4,03 \times 10^{-4}$	605	0,029
Variance	0,25	$6,76 \times 10^{-10}$	9,16	$9,0 \times 10^{-8}$
Ecart type	0,50	$2,60 \times 10^{-5}$	3,0	$3,0 \times 10^{-4}$

* La même approche est utilisée pour les températures d'âme et d'air ambiant.

Tableau 5 : Calcul des caractéristiques probabilistes des variables – cas d'un câble $L_x = 0,5De$

Une loi normale est choisie pour chaque variable. Les valeurs aléatoires pour chacune d'entre elles sont obtenues par la commande (79) sous Excel.

$$\text{Variable} = \text{Loi.Normale.Inverse.N}(\text{alea}(), \text{moyenne}, \text{Ecart type}) \quad (79)$$

Le calcul du nombre de Nusselt est alors réalisé 5 000 fois (compromis entre précision et temps de calcul) pour chaque jeu de données (θ, R_{el}, l, D) et les occurrences tracées sur un histogramme du type présenté en Figure 46. L'intervalle de confiance est construit en excluant les valeurs de nombres de Nusselt ayant les occurrences les plus faibles. Les intervalles de confiance choisis dans la suite du document contiennent 90% des données. La valeur moyenne est au centre de l'intervalle ainsi construit. Un exemple synoptique est détaillé en Annexe C.

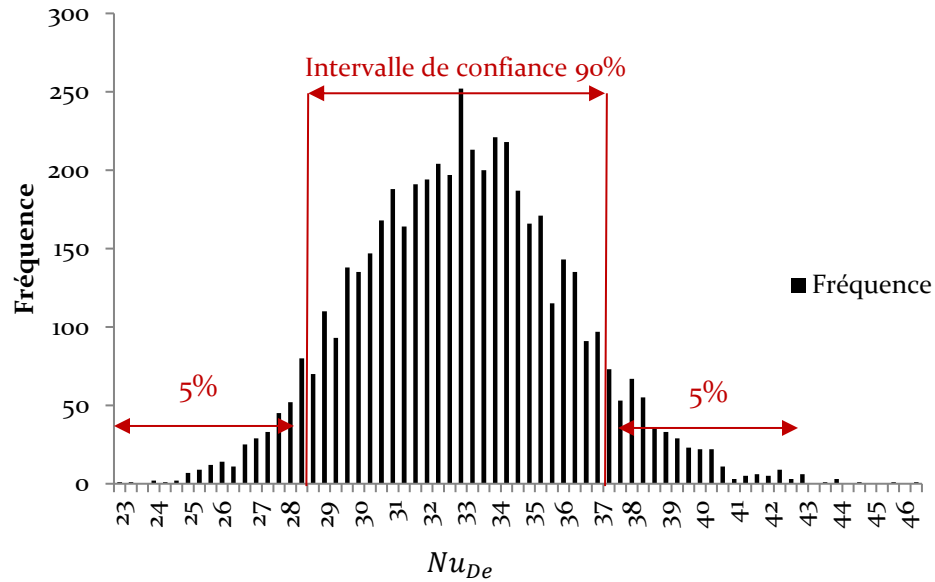


Figure 46 : Histogramme des occurrences des nombres de Nusselt – cas câble seul $L_x = 0,5De$

III.3. Présentation des études numériques

III.3.1. Présentation du code de calcul OpenFOAM

OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) est un code multi-physique principalement orienté vers la mécanique des fluides qui a la capacité de résoudre les équations aux dérivées partielles par la méthode des volumes finis [55]. Ce code open-source est développé en C++. Il se décline en trois éléments :

- Eléments préprocesseurs :
Proposant des outils de maillages (blockMesh, snappyHexMesh, etc.) et des outils de conversion de maillage externes (Ansys, Salomé, ideas, CFX, Star-CD, Gambit, Gmsh, etc.)
- Solveurs :
Permettant de résoudre un grand nombre de physiques allant des écoulements incompressibles aux problèmes de combustion ou d'électromagnétisme. La prise en compte des écoulements turbulents peut être réalisée sous de nombreuses approches depuis les modèles RANS (« Reynolds Average Navier-Stokes ») jusqu'aux approches LES et DNS.
- Eléments de post-traitement :
Pouvant être réalisée sous l'outil ParaView (et l'utilitaire paraFoam), des exports vers d'autres plateformes sont possibles (Fluent, Fieldview, EnSight) ainsi que des échantillonnages 1D ou 2D via l'outil « sample ».

Les deux principaux avantages de l'utilisation d'OpenFOAM est

- Le choix d'une écriture volumes finis, permettant un gain significatif en temps de calcul par rapport à une approche éléments finis du fait du nombre de point de calcul réduit.
- La parallélisation du code, sans coûts de licence supplémentaires, permet l'utilisation de serveur de calcul afin de minimiser le temps de calcul.

III.3.2. Paramètres de l'étude

Les études numériques ont trois objectifs principaux :

- Fournir des informations précises sur les gradients de vitesse en surface des câbles pour les différentes configurations, ceci afin de disposer d'éléments d'analyses expliquant les phénomènes thermiques observés.
- Visualiser les changements dans l'écoulement (gradients, topologie), en particulier des champs de vitesse, induit par le placement des câbles.
- Comparer les nombres de Nusselt expérimentaux et numériques afin de valider les simulations, et ainsi avoir à disposition un modèle numérique permettant de faire des études d'optimisation à moindre coût.

NB : Les études numériques ne prennent pas en compte les échanges radiatifs pour cause de l'allongement significatif des temps de calculs (plusieurs jours) que cela entraînerait. Le nombre de Nusselt, représentant uniquement la convection, n'est pas impacté par ce choix.

Pour cela, les simulations sont nécessairement réalisées sur des géométries 3D. Par soucis d'efficacité, le choix du code de calcul s'est porté sur OpenFOAM. Ce choix est motivé par la possibilité d'utiliser le serveur de calcul de l'université (FORTUNE) et par la présence d'une expertise sur ce logiciel au laboratoire.

Pour les calculs « fluide seul », la nécessité de la résolution d'un écoulement turbulent a amené à l'utilisation du solveur simpleFoam incompressible [56] résolvant les équations de Navier-Stokes (80)(81), avec une densité et viscosité constante. Comme seul le champ moyen est recherché, une approche RANS est utilisée puisqu'elle offre le meilleur compromis précision/coût de calcul. L'application de l'opérateur de moyenne de Reynolds aux équations de conservation donne :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (80) \quad \text{Equation de continuité du mouvement moyen}$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (81) \quad \text{Equation de la dynamique du mouvement moyen}$$

où u_i, u_j sont les tensions de Reynolds qui représentent l'action du champs fluctuant sur l'écoulement moyen qu'il faudra modéliser.

Les calculs couplés écoulement fluide – transfert de chaleur, avec la présence de domaine fluide (l'air) et solides (couches du câble) ont amenés au choix du solveur chtMultiRegionSimpleFoam [57][58], prenant en compte le couplage thermique entre régions fluide/solide ainsi qu'entre différentes régions solides. L'équation de l'énergie résolue pour le transfert thermique est la suivante :

$$\frac{D}{Dt} \left[h + \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \right] = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{2} [\overline{u_i} + \overline{\tau_{i,j}}] - \frac{\partial q_i''}{\partial x_i} + g \overline{u_i} \quad (82) \quad \text{Equation de l'énergie moyennée}$$

Avec $\frac{D}{Dt}$ la dérivée particulaire

$$\tau_{i,j} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial x_i}{\partial x_j} + \frac{\partial x_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Le tenseur des déformations}$$

$$q_i'' = -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \quad \text{Le flux thermique}$$

Le dernier terme $\rho \overline{u'_i u'_j}$ de l'équation (81), correspondant aux tensions de Reynolds, introduit six équations supplémentaires posant un problème de fermeture du système d'équations. Les modèles de turbulence viennent compléter le système d'équation avec une modélisation de ce dernier terme.

Modèles de turbulence :

L'étude des équations aux dérivées partielles en mécanique des fluides est souvent réalisée par passage à la moyenne des équations de Navier-Stokes. Ceci engendre une perte d'informations contenue dans les fluctuations de l'écoulement, qui définissent le phénomène de turbulence. Le jeu

d'équations à résoudre est alors dit ouvert. Il convient alors de choisir les modèles de fermeture pour qu'ils réintroduisent les informations perdues dans un nouveau système, fermé celui-ci, que l'on pourra résoudre numériquement. Deux modèles sont utilisés dans cette étude :

- Modèle κ - ε : Modélise les fluctuations de l'écoulement par l'ajout de deux équations de transports. Une pour κ , l'énergie cinétique turbulente et une pour ε , la dissipation turbulente [59]. Ce modèle est intéressant pour des problèmes sans changement géométrique et/ou gradient de pression adverse. La formulation proposée par Launder & Sharma [60] permet de se dispenser de loi de paroi. Le modèle sera ainsi capable de capturer les mécanismes turbulents jusque dans la sous-couche visqueuse de l'écoulement ($y^+ < 5$). Ceci permet d'avoir une meilleure estimation des frottements et, par conséquence, des gradients thermiques ce qui permet un calcul des gradients thermiques plus précis.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \underbrace{\frac{2}{3} \kappa \delta_{ij}}_{\text{Viscosité turbulente}} \quad (83)$$

avec κ l'énergie cinétique turbulente

- Modèle κ - ω SST : Basé sur le modèle précédent ainsi que sur le modèle κ - ω . Ce dernier remplace la seconde équation sur ε par une sur le taux de dissipation spécifique de la turbulence ω [61]. Il n'utilise pas de lois de paroi ce qui en fait un modèle de choix pour le calcul précis des gradients thermiques. Ce modèle est très sensible aux conditions dans la zone externe de la couche limite mais donne de meilleurs résultats que le modèle précédent pour les écoulements internes. Le mode SST permet de prendre le meilleur des deux modèles précédents en passant d'un κ - ω en proche paroi à un κ - ε en dehors des couches limites [62].

Les opérateurs utilisés dans les équations précédentes sont discrétisés par des schémas numériques. Le choix s'est porté sur des schémas du second ordre, considérés comme plus précis en temps de calcul [63], présentés dans le Tableau 6.

gradSchemes	: cellLimited leastSquares 1
divSchemes	: bounded Gauss linearUpwind
laplacianSchemes	: Gauss linear limited 0,333
snGradSchemes	: limited 0,333

Tableau 6 : Schéma de discrétisation spatiaux utilisés

Des limiteurs sont utilisés afin d'éviter les problèmes de divergence des résidus constatés dans les premiers cas d'études.

III.3.3. Etudes numériques sous OpenFOAM

III.3.3.1. Mise en donnée

Deux types d'études sont réalisées sous openFOAM. Les premières sous le solveur couplé chtMultiRegionSimpleFoam pour les calculs de conduction et de convection (le rayonnement n'est pas traité), les secondes sous le solveur simpleFOAM pour des études uniquement dynamiques. Les deux solveurs sont utilisés avec des schémas de discrétisation spatial au second ordre.

Les conditions limites sont présentées en Figure 47 ci-dessous et détaillées dans le paragraphe suivant.

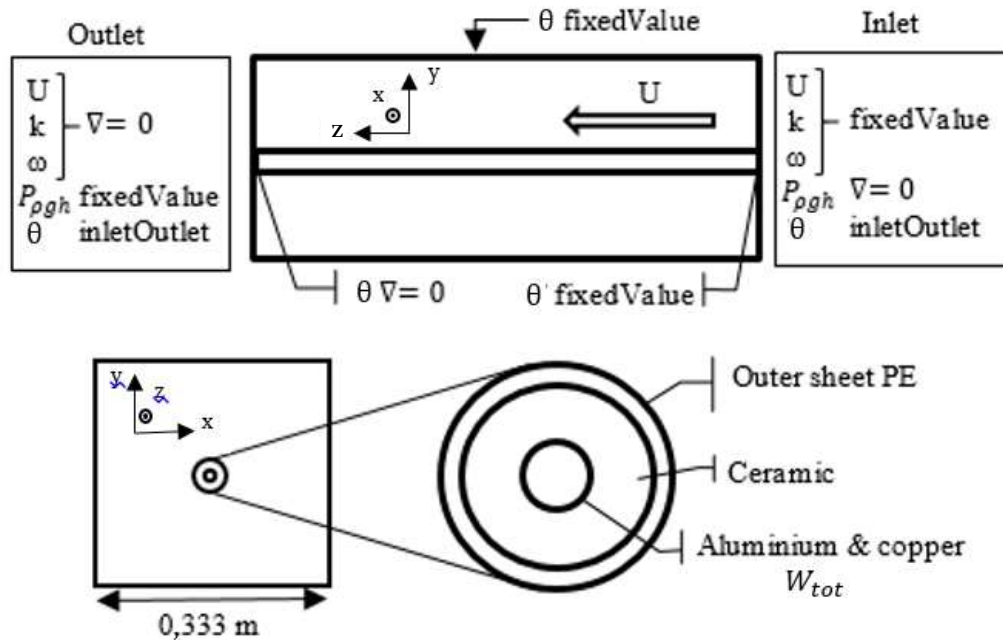


Figure 47 : Conditions limites utilisées pour les calculs openFOAM

Conditions limites en entrée du domaine de calcul :

Un profil de vitesse plat est donné en entrée du domaine de calcul. La valeur moyenne correspond, pour chaque configuration, à celle issue des données recueillies dans la zone de mesure de la veine expérimentale par anémométrie (un tube de pitot est utilisé).

Une température de 293K est appliquée en entrée du domaine fluide ainsi qu'une température de 313K sur la face amont du câble. Cette dernière est une valeur proche de celle qui peut être observée sur le banc expérimental et sert à avoir un gradient de température initial pour le calcul thermique. Sa valeur ne modifiera pas l'estimation des coefficients d'échanges recalculés pour l'analyse thermique, cette valeur est donc inchangée pour toutes les simulations.

Les valeurs aux limites des variables du modèle de turbulence (κ et ε , ou κ et ω selon le code utilisé), sont calculées manuellement par les équation (84) à (86) pour chaque simulation en fonction du nombre de Reynolds testé.

$$\left| \begin{array}{ll} \kappa = \frac{3}{2}(UI)^2 & \text{avec } I = 0,16Re_{D_h}^{-1/8} \quad (84) \\ \varepsilon_T = 0,09\frac{3}{4}\frac{\kappa^{3/2}}{L} & \text{avec } L = 0,07D_h \quad (85) \\ \omega = \varepsilon_T/\kappa & \quad (86) \end{array} \right.$$

Les simulations sont limitées aux deux nombres de Reynolds $Re_{D_e} = 11600$ et $Re_{D_e} = 26220$. Les simulations pour les nombres de Reynolds supérieurs n'ont pas atteint les critères de convergence (Résidus entre 10^{-8} et 10^{-10}) que nous souhaitions atteindre et n'ont donc pas été exploitées ici.

Conditions limites en sortie du domaine :

Une condition de gradient nul est appliquée en sortie pour les variables du modèle de turbulence ainsi que pour le champ de vitesse U . Elle est aussi utilisée pour le champ de température en sortie du domaine solide.

La pression de sortie est mise à zéro pour le solveur couplé chtMultiRegionSimpleFoam et égale à la pression atmosphérique pour le solveur fluide seul simpleFoam. Une condition « inletOutlet » est utilisée pour le champ de température. Cette condition permet au code d'avoir la liberté de passer d'une condition limite de gradient nul en sortie pour la plus grande partie de l'écoulement, à une condition fixedValue en cas de recirculation (vecteur vitesse en sortie orienté vers l'intérieur du domaine). La valeur en entrée est fournie manuellement et considéré comme fixedValue.

La source de chaleur est située sur la surface interne du câble, correspondant à l'interface entre l'âme cuivre/aluminium et la céramique. L'âme n'est pas modélisée. Une condition de puissance ($W.m^{-2}$) est appliquée sur cette surface interne et correspond, pour chaque cas, à la puissance mesurée expérimentalement.

III.3.3.2. Stratégie de maillage

Les géométries et maillages sont tous générés avec le préprocesseur Salomé. Le domaine est généré par extrusion sur une longueur de 3 m, avec 150 divisions par mètre (100 divisions pour le cas $L_x = 0,5De$ $L_y = 2De$). Deux types de maillage ont été exploités.

- Pour les simulations avec le solveur couplé chtMultiRegionSimpleFoam, des maillages de types structurés formés d'hexaèdres sont utilisés pour la partie fluide, la partie solide est maillée par des éléments tétraèdres.
- Pour les simulations avec solveur fluide seul, le maillage est constitué d'une zone structurée reliée à une zone non structurée située proche du câble. Cette zone est nécessaire afin de limiter l'apparition de déformations importantes lors de la liaison du maillage sur une surface cylindrique, en particulier pour les cas trèfle jointifs.

Un maillage d'approche bas-Reynolds (calcul des variables jusque dans la sous-couche visqueuse de l'écoulement pariétal) est utilisé pour la partie fluide de chaque étude. Pour les études couplées, une

étude de sensibilité au maillage a été réalisée afin de connaître le nombre de mailles nécessaires à la bonne prise en compte du gradient de température dans la partie gaine. Celle-ci a montré que 6 mailles dans la direction radiale étaient suffisantes. Cette zone étant de très faible dimension par rapport au reste du domaine de calcul, son maillage détermine en grande partie la lourdeur du maillage final et donc le temps de calcul. Les caractéristiques des maillages structurés utilisés sont résumées dans les tableaux ci-dessous.

Les simulations en câble seul, ainsi que celles d'un groupe de deux câbles, sont réalisées avec le couplage fluide-solide (chtMultiRegionSimpleFoam) avec un maillage complet (cf. Figure 48). Les maillages ont été dimensionnés pour le nombre de Reynolds le plus élevé ($Re_{De} = 2,62 \times 10^4$) afin d'approcher un y^+ moyen de 1 (l'équation (87) de la variable y^+ est fournie en III.4).

L_x	Re_{De}	Longueur du domaine de calcul	Nombre d'éléments	y^+ simulation couplée (min – max – moyenne)
5,7De	$1,17 \times 10^4$	3 m	5 215 000	0,18 – 0,66 – 0,32
	$2,62 \times 10^4$			0,83 – 3,26 – 1,59
2De	$1,17 \times 10^4$		8 407 700	8×10^{-2} – 0,31 – 0,15
	$2,62 \times 10^4$			0,35 – 1,35 – 0,63
1De	$1,17 \times 10^4$		7 315 700	6×10^{-2} – 0,25 – 0,12
	$2,62 \times 10^4$			0,23 – 1,07 – 0,49
0,5De	$1,17 \times 10^4$		3 852 000	8×10^{-2} – 0,79 – 0,35
	$2,62 \times 10^4$			0,37 – 3,47 – 1,56

Tableau 7 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages câble seul utilisés

$L_x - L_y$	Re_{De}	Longueur du domaine de calcul	Nombre d'éléments	y^+ simulation couplée (min – max – moyen.)
2De – 2De	$1,17 \times 10^4$	3 m	8 442 000	9×10^{-3} – 6×10^{-2} – 2×10^{-2}
	$2,62 \times 10^4$			4×10^{-2} – 0,2 – 6×10^{-2}
2De – 0,5De	$1,17 \times 10^4$		8 509 200	2×10^{-2} – 0,3 – 6×10^{-2}
	$2,62 \times 10^4$			0,1 – 2,5 – 0,5
0,5De – 2De	$1,17 \times 10^4$		5 466 200	$1,8 \times 10^{-3}$ – $1,5 \times 10^{-2}$ – $5,1 \times 10^{-3}$
	$2,62 \times 10^4$			$8,4 \times 10^{-3}$ – $4,8 \times 10^{-2}$ – 2×10^{-2}
0,5De – 0,5De	$1,17 \times 10^4$		8 036 000	2×10^{-3} – 6×10^{-2} – 9×10^{-3}
	$2,62 \times 10^4$			8×10^{-3} – 0,2 – 4×10^{-2}

Tableau 8 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages deux câbles utilisés

Les simulations des cas trèfle jointif, central et en proche paroi, sont réalisées uniquement sans couplage avec le solveur simpleFoam, particulièrement en raison de la lourdeur d'un maillage complet fluide-solide. Le maillage des cas trèfle jointif a nécessité une attention très particulière à la surface des câbles. La géométrie jointive crée des singularités aux coins entre les câbles (cf. Figure 50). Afin d'éviter des éléments de mauvaises qualités à ces endroits, une bande autour du trèfle est maillée très finement, d'où les valeurs de y^+ très faible présentées.

La zone centrale du trèfle est considérée comme une zone « morte » du point de vue de l'écoulement. Elle n'est pas considérée pour le calcul.

L_x	Re_{De}	Longueur du domaine de calcul	Nombre d'éléments	y^+ (min – max – moyen)
5De	$1,17 \times 10^4$	3 m	10 232 600	$1,3 \times 10^{-5} - 0,29 - 6,9 \times 10^{-2}$
1De			11 111 000	$2,5 \times 10^{-5} - 0,25 - 6 \times 10^{-2}$

Tableau 9 : Simulations OpenFOAM – Détails des maillages trèfle utilisés

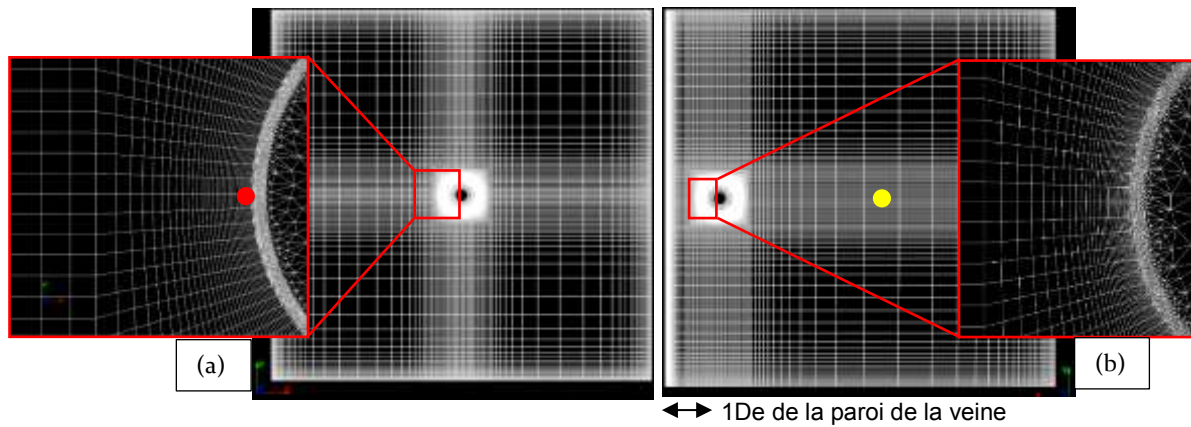


Figure 48 : Exemples de maillages structurés pour le cas de câble seul

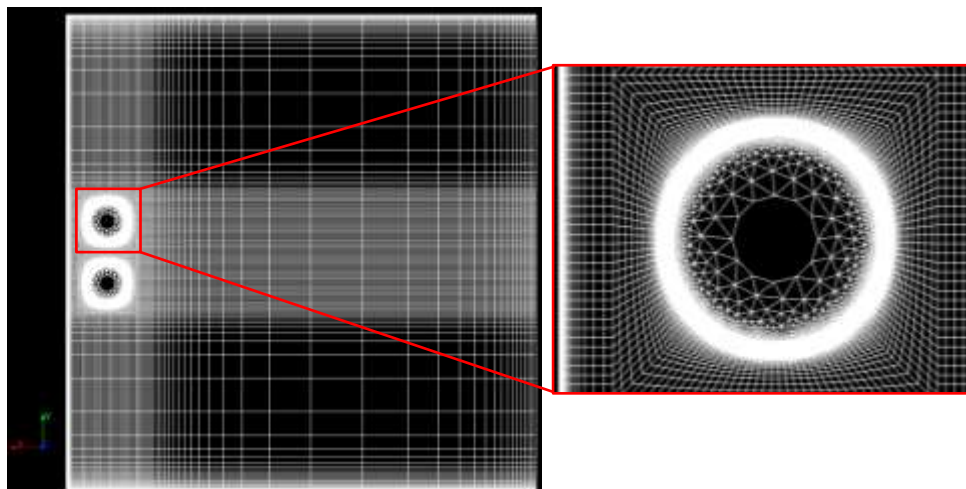


Figure 49 : Exemple de maillage pour les cas de groupe de câbles

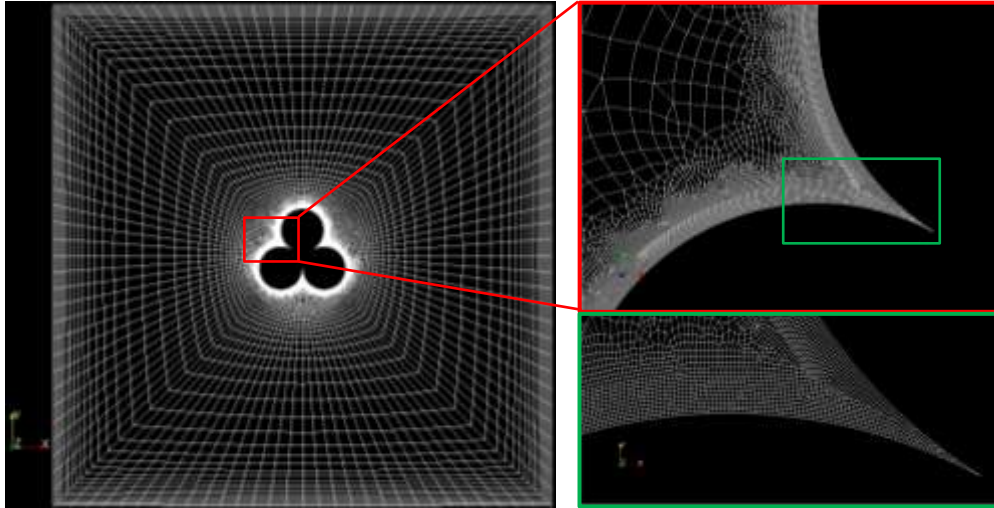


Figure 50 : Maillage du groupe trèfle jointif central

III.3.3.3. Convergence et stationnarité

Les calculs sont poussés jusqu'à obtention de la stabilisation dynamique et thermique de l'écoulement. La Figure 51 illustre les stabilisations dynamique et thermique obtenues pour les deux configurations de câble seul, central ($L_x = 5,7De$) et en proche paroi ($L_x = 0,5De$). Les sondes de vitesse et de température sont placées respectivement au centre de l'écoulement et en surface du câble à 2,8 m (point jaune et point rouge en Figure 48) Le temps de calcul est principalement lié à la stabilisation thermique, qui peut prendre deux fois plus de temps à atteindre que la stabilisation du champ de vitesse. Les résidus de toutes les variables, pour les simulations « fluide seul » et couplées, sont entre 10^{-8} et 10^{-10} .

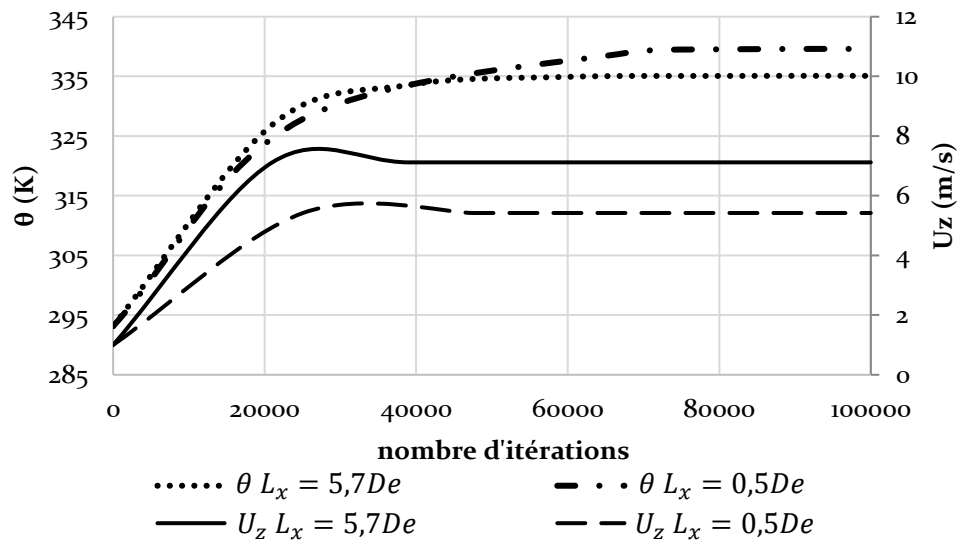


Figure 51 : Stabilisation temporelle de la vitesse axiale et de la température pour deux configurations du cas d'un câble seul

III.4. Validation de la procédure expérimentale : cas d'un écoulement transversal sur un cylindre chauffé

III.4.1. Principe de l'étude

Un cas de validation a été réalisé afin de s'assurer de la faisabilité du montage présenté ainsi que pour tester la méthode de traitement de données proposée. Celui-ci consiste en un écoulement transversal sur un cylindre chauffé (cross-flow), étude bien documentée dans la littérature [64][65][66][67][68][69][70][71][72]. L'impact de la présence du cylindre sur cet écoulement, schématisé en Figure 52, va créer une disparité du refroidissement en surface. Ce profil de refroidissement va être recherché par la procédure expérimentale afin d'en évaluer la précision.

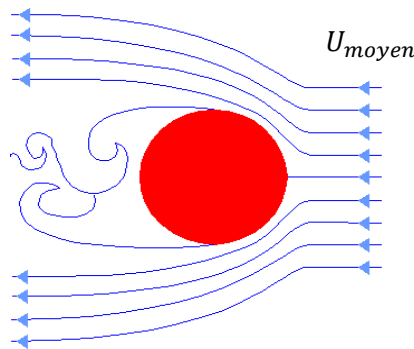


Figure 52 : Écoulement autour d'un cylindre transversal – Lignes de courant [72]

Un barreau de céramique a donc été instrumenté puis gainé. Les extrémités de l'âme du câble, reliées à la boucle d'alimentation par les raccords ont été isolées avec de la laine de verre afin de limiter les pertes thermiques aux extrémités (cf : Figure 53).

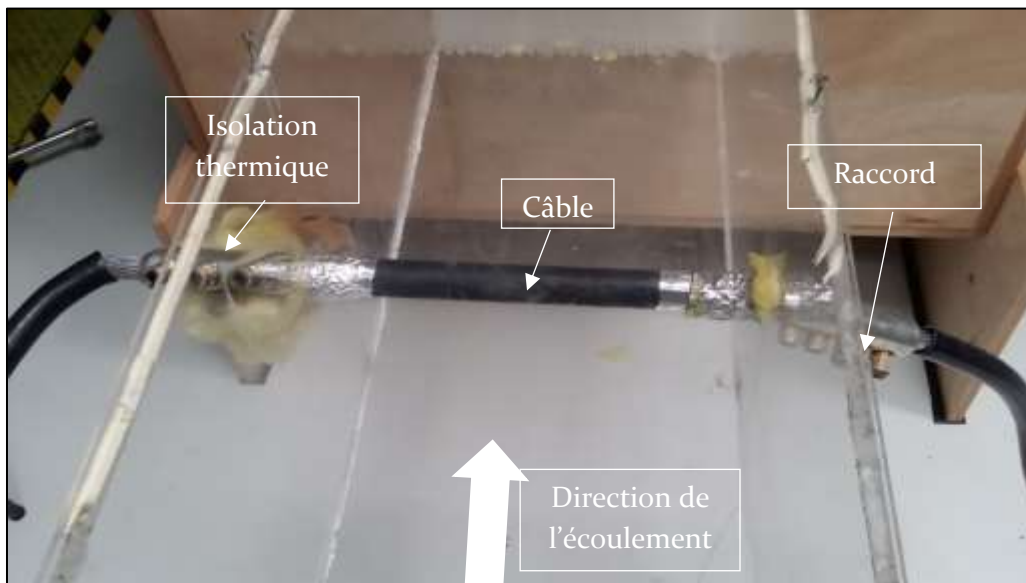


Figure 53 : Moyen d'essai en configuration de validation

Les résultats obtenus sur cette configuration sont comparés d'une part aux simulations numériques réalisées, et d'autre part aux résultats publiés par [72]. Les auteurs ont étudié l'échange thermique d'un cylindre chauffé face à un écoulement d'air transversal puis l'effet de groupe de cylindres échelonné dans une veine de mesure. Le banc d'essai utilisé est détaillé ci-dessous en Figure 54.

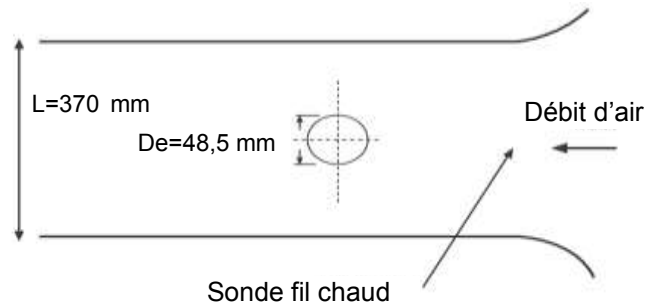


Figure 54 : Setup de la publication de référence [72]

La publication [72] a été choisie pour les caractéristiques similaires des éléments de conception du cylindre étudiés et le modèle réduit de câble en céramique du moyen d'essai.

Les dimensions de la veine d'essai et du cylindre décrits dans la publication sont proches de celles du moyen d'essai que nous mettons en œuvre, en particulier le cylindre en essai est composé de façon similaire :

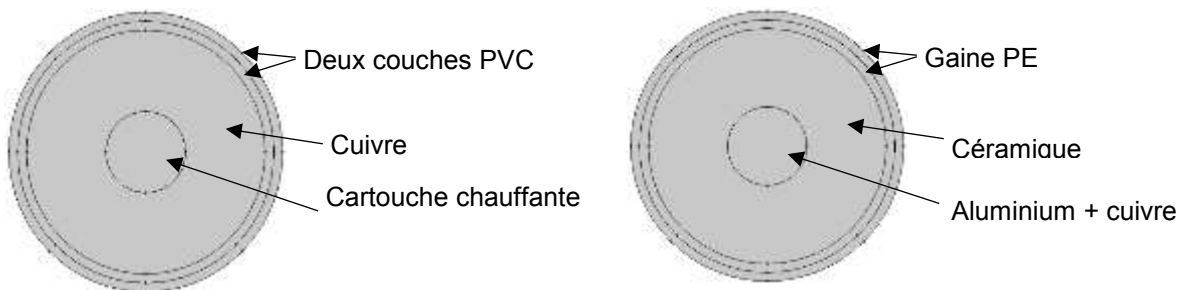


Figure 55 : Cylindre en essai
(gauche) Publication de référence - (droite) Modèle réduit de câble

La gamme de nombres de Reynolds ainsi que le confinement sont eux aussi proches du cas étudié avec le moyen d'essai.

- Le confinement D_{veine}/D_e est proche du cas traité avec la maquette :
 - ✓ 7,7 cas de référence
 - ✓ 11 cas traité
- Les nombres de Reynolds de la publication correspondent à ceux du moyen d'essai :
 - ✓ Cas de référence : $Re_{De}\{7,9 \times 10^3 ; 4,8 \times 10^4\}$
 - ✓ Cas maquette : $Re_{De\max} = 6,2 \times 10^4$

Deux points négatifs de la référence choisie vont avoir un impact sur la comparaison des résultats.

- La courbe de nombres de Nusselt publiée ne précise pas comment l'adimensionnement est réalisé pour le $\Delta\theta$. Celui-ci peut s'écrire de deux façons :
 - o Avec une température d'air ambiante prise égale à la température d'air en entrée : $\Delta\theta = \theta - \theta_{air\text{ entrée}}$
 - o Avec la température de film : $\theta - \theta_{film}$ avec $\theta_{film} = \frac{\theta + \theta_{air\text{ entrée}}}{2}$
- Il n'est pas précisé si les propriétés physiques de l'air sont calculées à température ambiante (entre 18-20°C), ou par défaut à 20°C (293 K) ou 25°C (300 K).

Les nombres de Nusselt obtenus par simulations sont comparés à la référence en adimensionnant avec la température de film. La comparaison simulations / expérimental est faite en adimensionnant avec la température d'air mesurée, la température de surface du câble n'étant pas mesurée directement.

Les données mesurées sont comparées avec des simulations numériques sur deux codes de calcul, COMSOL et OpenFOAM. Un soin particulier est donné à l'étude des échanges de chaleur pariétaux, d'où l'utilisation de modèles de turbulence $\kappa - \varepsilon$ bas-Reynolds. Ces modèles permettent de modéliser avec précision la couche limite en surface de câble, lorsque la distance adimensionnée à la paroi « y^+ » est en dessous ou proche de 1.

$$y^+ = \frac{U_\tau y}{\nu} \quad (87) \quad \left| \begin{array}{l} U_\tau : \text{Vitesse de friction} \\ y : \text{Distance de la première cellule à la paroi} \\ \nu : \text{Viscosité cinématique} \end{array} \right.$$

➤ Simulation COMSOL

- ✓ Solveur avec prise en compte du couplage fluide/solide
- ✓ 75 722 éléments
- ✓ Modèle de turbulence $\kappa - \varepsilon$ formulation bas-Reynolds
- ✓ $y^+ \in \{0,44 ; 1,2\}$

➤ Simulation OpenFOAM

- ✓ Couplage fluide/solide et condition de flux thermique constant en place d'un maillage de l'aluminium
- ✓ Discrétisation des gradients au second ordre.
- ✓ 117 856 éléments
- ✓ Modèle de turbulence Launder-Sharma $\kappa - \varepsilon$ bas-Reynolds
- ✓ $y^+ \in \{6 \times 10^{-3} ; 1,07\}$

Les simulations pour les deux codes de calculs sont réalisées en stationnaire.

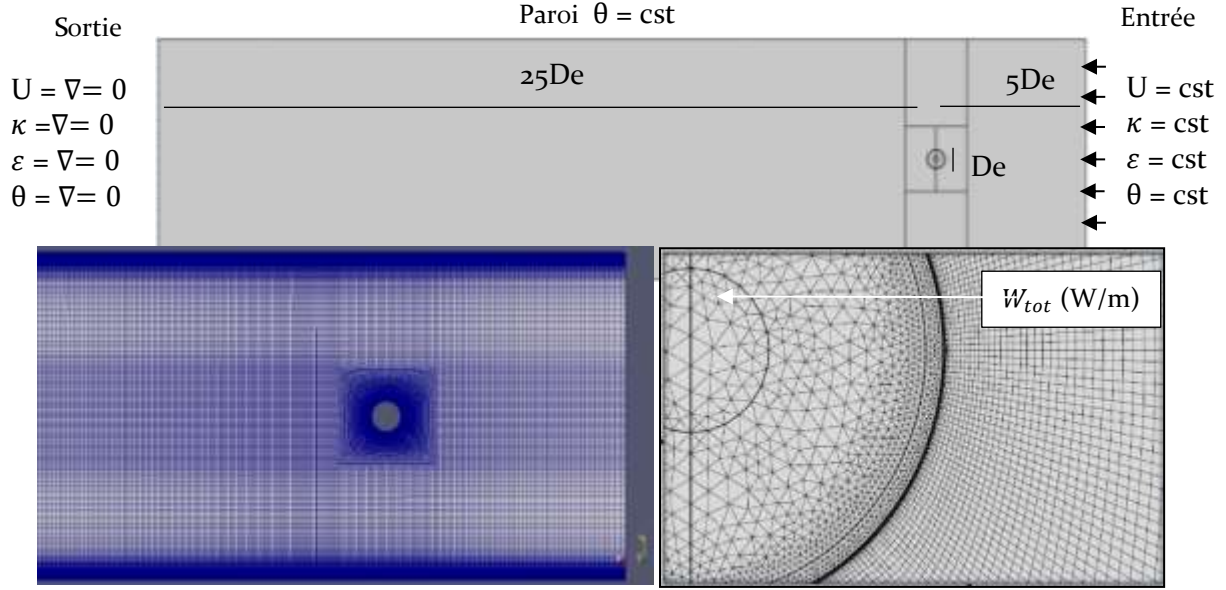


Figure 56 : Domaines de calcul et maillages OpenFOAM et COMSOL

Les données expérimentales sont exploitées par une méthode inverse permettant, à partir des températures mesurées et de la connaissance de la puissance fournie, de remonter aux échanges thermiques en surface de câble. Le rayonnement n'est par contre pas pris en compte. Ceci est réalisé par un processus itératif (cf : III.2.1).

III.4.2. Résultats et comparaison

La qualité de la modélisation de l'écoulement, en particulier sur la surface du câble, est appréciée par l'étude de la distribution de coefficient de pression C_p en surface.

$$C_p = \frac{P_\alpha - P_{atm}}{\frac{U^2}{2} \rho_m} \quad (88)$$

U : Vitesse débitante (m.s^{-1})
 P_α : Pression à la position α (Pa)
 P_{atm} : Pression atmosphérique (Pa)
 ρ_m : Masse volumique de l'air (kg.m^{-3})

Les profils de C_p obtenus par simulations sont comparés à la courbe de référence en Figure 57. Ceux-ci sont proches de la courbe expérimentale de [72]. La simulation OpenFOAM semble pouvoir mieux approcher le comportement de la courbe expérimentale, en particulier dans la zone de décollement entre 60° et 100° , où l'on observe 16% d'écart avec [72] pour la simulation OpenFOAM, 44% avec COMSOL. Cet écart n'est qu'indicatif car l'incertitude sur la courbe expérimentale [72] n'est pas connue.

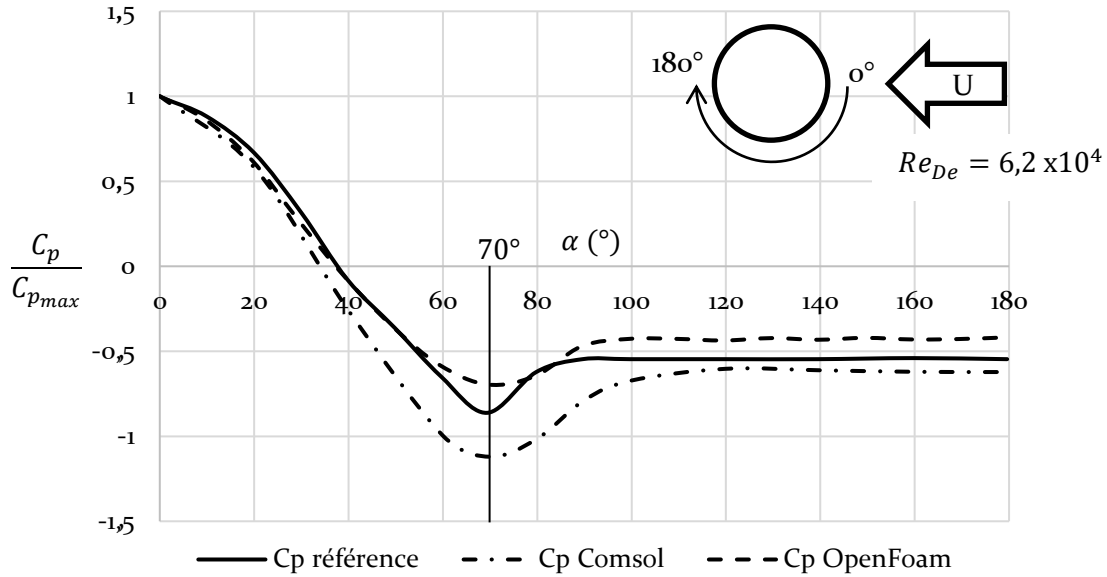


Figure 57 : Profils de coefficient de pression $C_p/C_{p_{max}}$ en surface de câble

Les zones de décollement sont obtenues à la même position de 70° pour les deux simulations, en accord avec la courbe de référence. Les champs de vitesses et les isosurfaces de température sont présentés en Figure 58, sur lesquelles on peut observer le décollement de l'écoulement sur le cylindre correspondant au point le plus chaud. L'impact de la zone de recirculation derrière le cylindre est aussi bien obtenu avec des températures plus faibles sur la surface arrière du cylindre (à 180° en surface de cylindre).

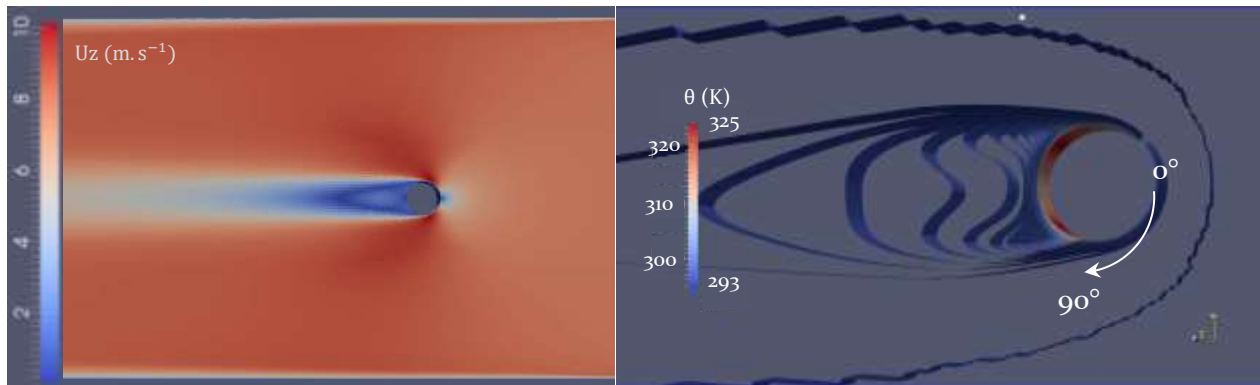


Figure 58 : Simulations OpenFOAM – (gauche) Champ de vitesse – (droite) Isosurface de température autour du cylindre

Le transfert thermique entre le câble et le fluide est étudié par le nombre de Nusselt.

$$Nu = \frac{\Phi}{\Delta\theta} \frac{D_e}{\rho_f} = h \frac{D_e}{\rho_f} \quad (89)$$

Φ : Flux thermique ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)

$\Delta\theta = \theta_s - \theta_{\text{ambient}}$ ($^\circ\text{C}$)

h : Coefficient d'échange thermique ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}$)

ρ_f : Conductivité thermique de l'air ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Les courbes de nombres de Nusselt sont présentées en Figure 59. Celles obtenues par simulations sont très proches l'une de l'autre au point d'arrêt (0°) mais décalées de 7% par rapport à la courbe expérimentale. La valeur du nombre de Nusselt au point d'arrêt est 8% plus faible en simulation tandis que les minimums des courbes simulées sont décalés de 10° mais au même niveau que [72]. Le décalage général des courbes en abscisse peut s'expliquer par un confinement plus important du cas étudié par rapport à la publication de référence. L'état de surface peut aussi être une explication de ce décalage avec une rugosité différente entre les deux études.

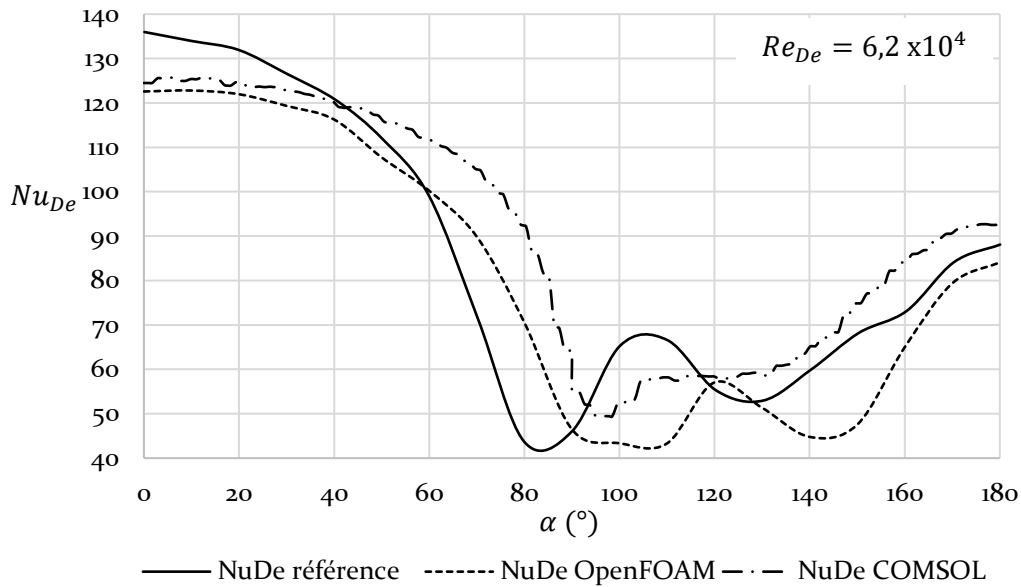


Figure 59 : Comparaison du profil de nombres de Nusselt de référence avec les données de simulations

Les courbes de nombres de Nusselt simulées et expérimentales sont présentées en Figure 60. Les nombres de Nusselt sont rapportés au nombre de Nusselt maximal $Nu_{De,max}$ de chaque courbe afin de s'affranchir de l'incertitude sur la méthode de détermination de la publication de référence. Les trois courbes sont proches et encadrent en grande partie les données maquettes. Les six points de mesures utilisés ici sur 180° (l'ensemble du profil est obtenu par symétrie) permettent de retrouver la tendance recherchée de façon acceptable, en restant entre les deux courbes issues des deux codes de calculs.

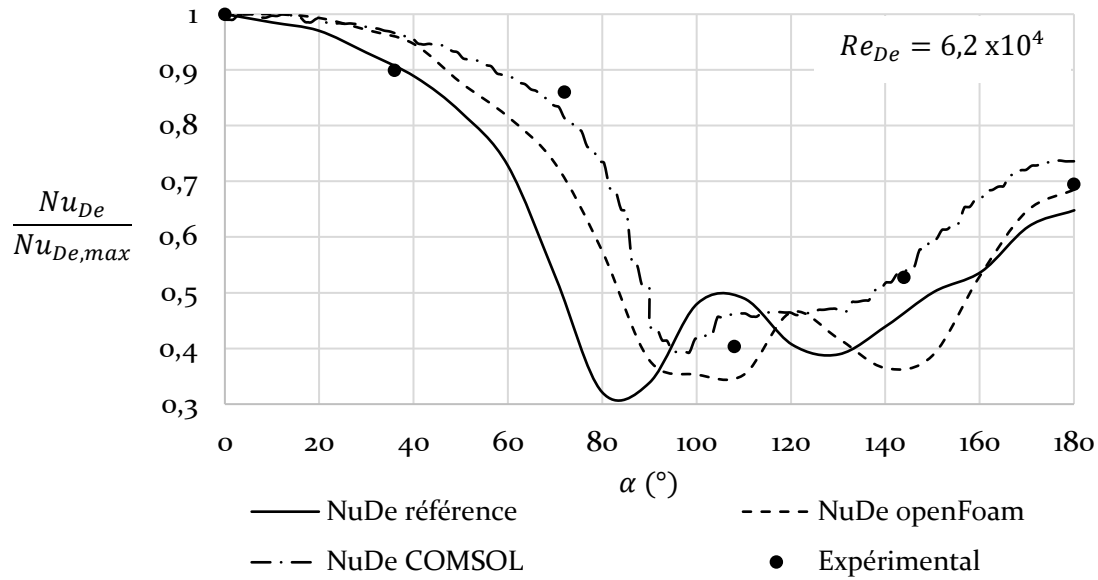


Figure 60 : Comparaison des nombres de Nusselt expérimentaux et numériques

III.5. Conclusion

Les bancs d'essais expérimentaux et numériques, réalisés en similitude de Reynolds avec la galerie client, vont permettre d'évaluer l'effet d'un écoulement turbulent établi sur le refroidissement de câbles en galerie. Les simulations OpenFOAM vont permettre de lier les modifications observées dans l'écoulement aux profils de refroidissement en surface de câbles. Ces résultats seront comparés aux résultats expérimentaux traités par la méthode inverse mise en place et dont la pertinence a été testée sur le cas de validation [72].

Les analyses des différentes configurations du programme d'essais sont présentées dans les chapitres suivant.

Chapitre IV

Etude du cas d'un câble seul en galerie – Effet de la proximité à une paroi

IV.1. Présentation de la configuration câble seul	87
IV.1.1. Intérêt pratique & objectifs de l'étude.....	87
IV.1.2. Banc d'essais.....	87
IV.2. Dynamique de l'écoulement.....	89
IV.2.1. Profils de vitesse dans la veine.....	89
IV.2.2. Cisaillement à la paroi du câble.....	94
IV.3. Echanges thermiques.....	95
IV.3.1. Part du rayonnement.....	95
IV.3.2. Profils de refroidissement locaux.....	98
IV.3.3. Impact sur le refroidissement moyen.....	99
IV.4. Conclusion.....	100

Chapitre IV

Etude du cas d'un câble seul en galerie – Effet de la proximité à une paroi

IV.1. Présentation de la configuration câble seul

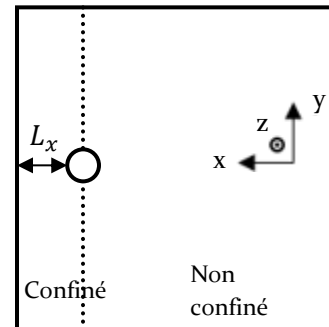
IV.1.1.Introduction

Le cas câble seul est traité afin d'étudier l'effet du rapprochement à une paroi. Il servira également de base de comparaison pour les cas plus complexes de groupes de câbles.

En particulier, un groupe de câbles dont les éléments sont largement espacés sont considérés comme indépendant thermiquement. La loi de refroidissement d'un câble seul est alors utilisée pour chaque câble du groupe.

Deux zones sont définies pour l'exploitation des résultats :

- Une zone dite « confinée », correspondant à la partie entre câble et paroi la plus proche. L'espacement entre les deux est défini comme étant L_x .
- Une zone « non confinée », correspondant au reste de la veine.



IV.1.2. Banc d'essais

La configuration est présentée en Figure 61. Le câble est placé au milieu de la veine puis approché d'une des parois.

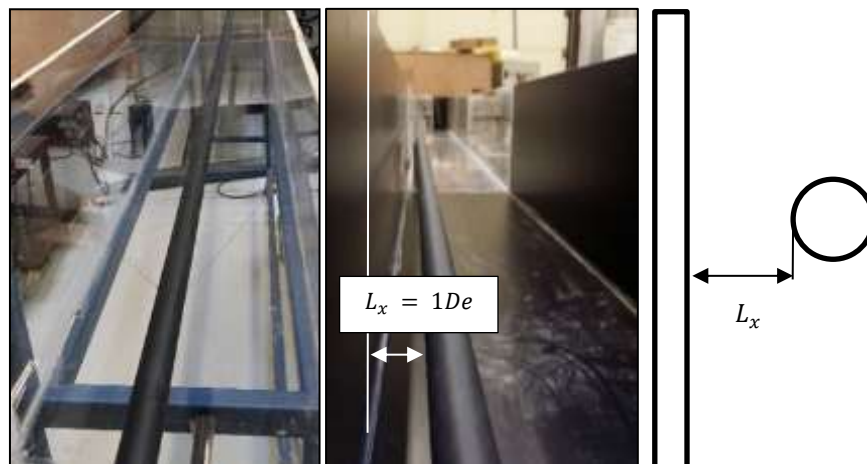


Figure 61 : Configuration câble seul – Banc expérimental

Quatre espacements à la paroi L_x sont étudiés, chacun à six nombres de Reynolds. Le détail est exposé dans le Tableau 10. La correspondance entre les vitesses d'écoulement en maquette et les vitesses réelles représentées sont données dans le Tableau 11.

Cas d'étude	L_x	Re_{De} testés
Cas 1	5,7De	$1,16 \times 10^4$ $1,74 \times 10^4$ $2,62 \times 10^4$ $2,90 \times 10^4$ $4,16 \times 10^4$ $5,46 \times 10^4$
Cas 2	2De	
Cas 3	1De	
Cas 4	0,5De	

Tableau 10 : Détail du cas d'étude d'un câble seul

Re_{De}	Vitesse maquette ($m.s^{-1}$)	Vitesse galerie de référence ($m.s^{-1}$)
$1,16 \times 10^4$	6	1,4
$1,74 \times 10^4$	9	2,1
$2,62 \times 10^4$	13,6	3,2
$2,90 \times 10^4$	16	3,8
$4,16 \times 10^4$	21,5	5,1
$5,46 \times 10^4$	28,3	6,7

Tableau 11 : Correspondance nombre de Reynolds / Vitesse atteinte dans la veine / Vitesse galerie de référence représentée

La procédure expérimentale est la suivante :

1. Le câble est chauffé sans ventilation jusqu'à ce que les thermocouples dans la gaine atteignent les 60°C.
2. La ventilation est lancée à la vitesse maximale disponible ($31 m.s^{-1}$) avec une puissance d'alimentation maximale. La stabilisation thermique de l'écoulement est attendu (critère : moins de 0,5 °C de variation dans une demi-heure).
3. Les valeurs de températures des thermocouples sont sauvegardées, l'intensité transitant dans la boucle d'alimentation est relevée.
4. La vitesse de ventilation est abaissée et la puissance d'alimentation est adaptée pour conserver la même température de surface sur le câble. On attend la stabilisation thermique avant de réacquérir les températures.
5. Les points 3. et 4. sont réitérés jusqu'à la vitesse de ventilation minimale ($6 m.s^{-1}$).

IV.2. Dynamique de l'écoulement

On s'intéresse dans cette partie à l'impact de l'espacement d'un câble à une paroi de la veine, en particulier l'évolution du profil de vitesse dans la partie confinée câble – paroi. Les analyses présentées se basent sur les simulations OpenFOAM 3D réalisées sur deux nombres de Reynolds.

IV.2.1. Profils de vitesse dans la veine

IV.2.1.1. Comparaison des profils fil chaud / numériques

La comparaison des profils de vitesse obtenue numériquement et expérimentalement sur le cas $L_x = 0,5De$ est présentée sur la Figure 62, pour deux nombres de Reynolds 11600 et 26200. Les quatre profils présentés sont obtenus à 2,8 m de l'entrée de la veine / du domaine de calcul numérique.

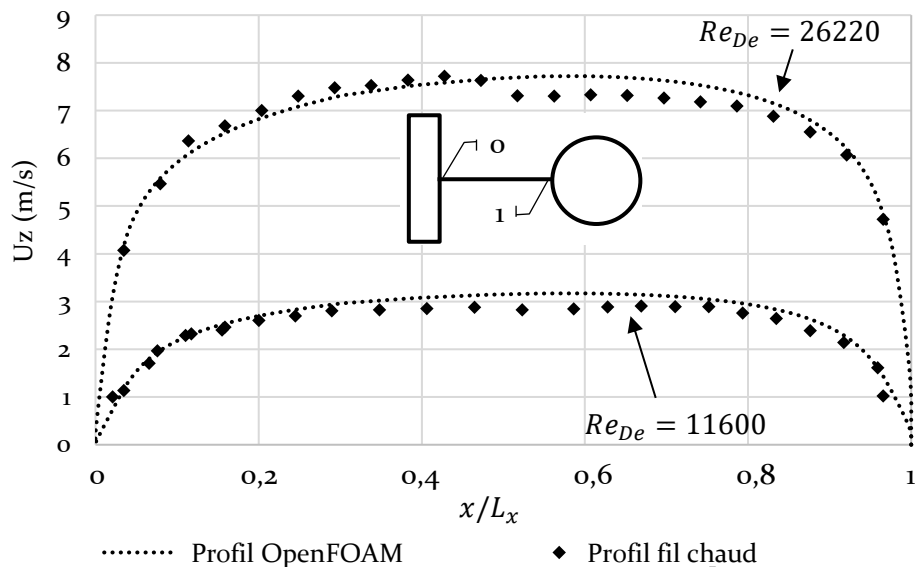


Figure 62 : Profils de vitesse en zone confinée pour le cas $L_x = 0,5De$ – Comparaison mesure fil chaud / simulation

Les profils expérimentaux et numériques sont en bon accord pour les deux nombres de Reynolds. Les vitesses en plateaux sont obtenues avec un écart maximal de $0,4 \text{ m.s}^{-1}$ entre les courbes expérimentales et numériques (différences respectives pour chaque nombre de Reynolds de 10% et 5%). Le décalage observé sur la courbe $Re_{De} = 26220$ (présent aussi sur celle $Re_{De} = 11600$) est la conséquence de la reconstruction des profils de vitesse par fil chaud. Afin d'obtenir un profil complet au plus près des parois de la veine et du câble, la sonde est retournée, nécessitant une mesure en deux temps.

L'écoulement obtenu numériquement est conforme à celui mesuré. L'analyse des profils de vitesses dans la partie confinée ainsi que les taux de dissipations à la paroi du câble vont être étudiés.

IV.2.1.2. Impact de l'espacement à la paroi sur l'écoulement

Les profils de vitesse, issues des calculs numériques OpenFOAM, sont présentés dans la suite. Ils sont obtenus par simulation de la vitesse axiale U_z sur une ligne à une distance de 2,8 m de l'entrée du domaine de calcul dans la zone confinée (cf : Figure 63).

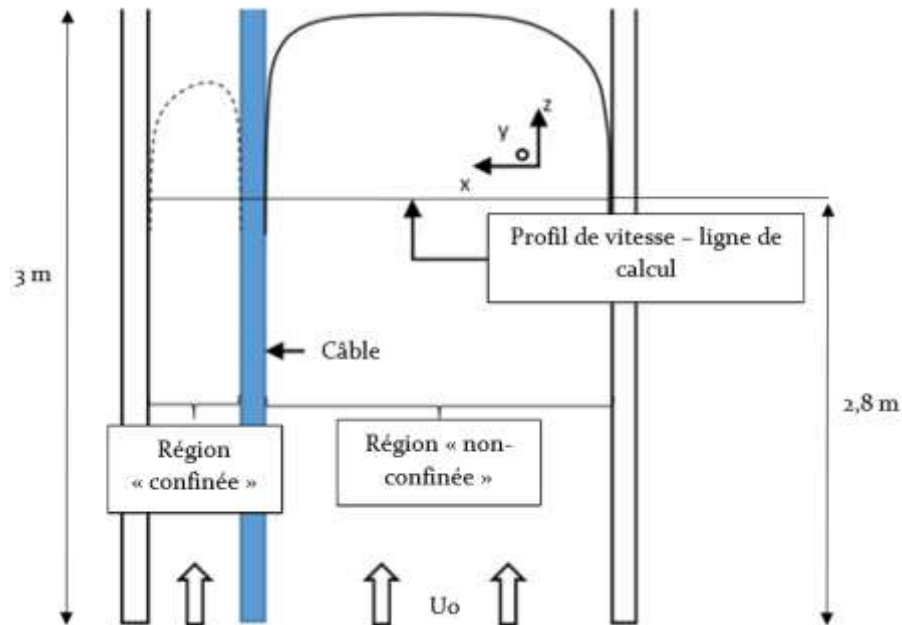


Figure 63 : Extraction des profils de vitesse

Les vitesses présentées en Figure 64 sont adimensionnées par la vitesse d'entrée U_0 pour chaque configuration testée.

Pour tous les nombres de Reynolds, la vitesse U_0 est atteinte dans la zone confinée ($U_z/U_0 = 1$) pour les espacements $L_x = 5,7De$ et $L_x = 2De$. Un décalage des profils vers la droite est observable pour tous les espacements et nombres de Reynolds, due à deux facteurs.

- La courbure de la surface du câble a pour effet d'accélérer les lignes de courant situées proches du câble sur la ligne (0 - 1), Les lignes au-dessus et en dessous étant moins contraintes par la paroi du câble, un effet d'entraînement apparaît.
- Ces profils sont proches de ceux obtenus dans le cas d'un écoulement établi dans une cavité annulaire, dont la forme est expliquée par [73] comme venant de la fusion entre les couches limites de la paroi de la veine et celle, plus petite, du câble.

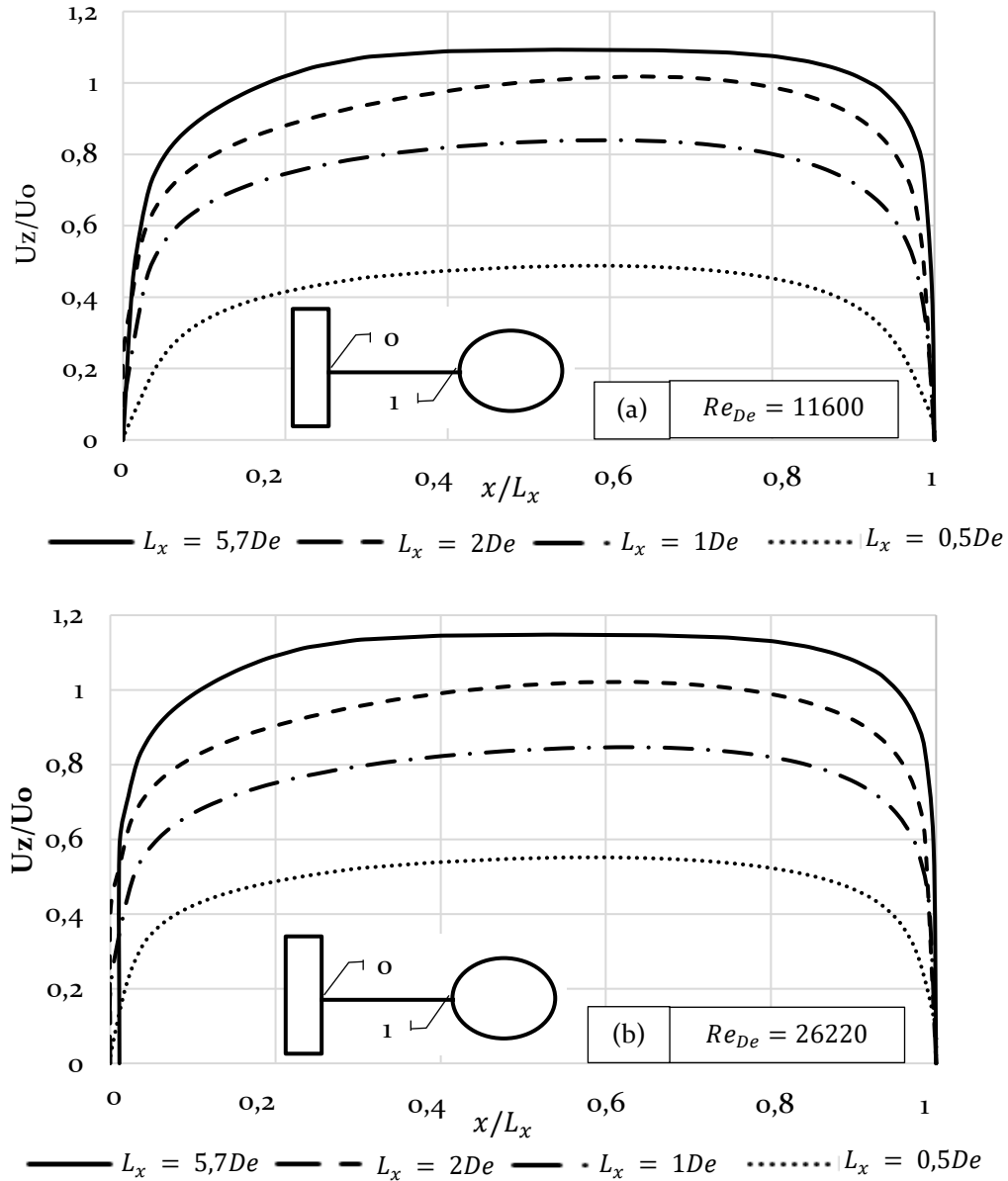


Figure 64 : Profils de vitesses numériques adimensionnées - (a) $Re_{De} = 11600$; (b) $Re_{De} = 26220$

En approchant davantage le câble de la paroi, le déficit de vitesse se fait plus prononcé. Une chute importante est observée pour le cas $L_x = 0.5De$ avec une diminution de 50% de la vitesse atteinte dans la partie confinée par rapport à la vitesse d'entrée U_0 .

Le cas $L_x = 1De$ est un cas intermédiaire pour lequel l'effet du confinement est moins prononcé que pour l'espacement $L_x = 0.5De$, mais où la vitesse U_0 n'est pas non plus atteinte dans la partie confinée. La valeur seuil de $2De$, proposée par [40], peut être justifiée ici dynamiquement. En effet, l'écoulement dans la zone confinée passe un seuil où la vitesse moyenne U_0 en entrée n'est plus atteinte. Passé ce seuil, la chute du profil de vitesse est graduelle.

On peut observer ces changements sur les champs de vitesse et d'énergie cinétique turbulente en Figure 65 et Figure 66. Le passage de $L_x = 5,7De$ à $L_x = 2De$ s'effectue sans changement majeur dans l'écoulement. En particulier le champ d'énergie cinétique turbulente sur la paroi verticale de gauche est inchangé, ce qui accrédite le fait qu'un espacement de $2De$ ne modifie pas le refroidissement local de façon significative.

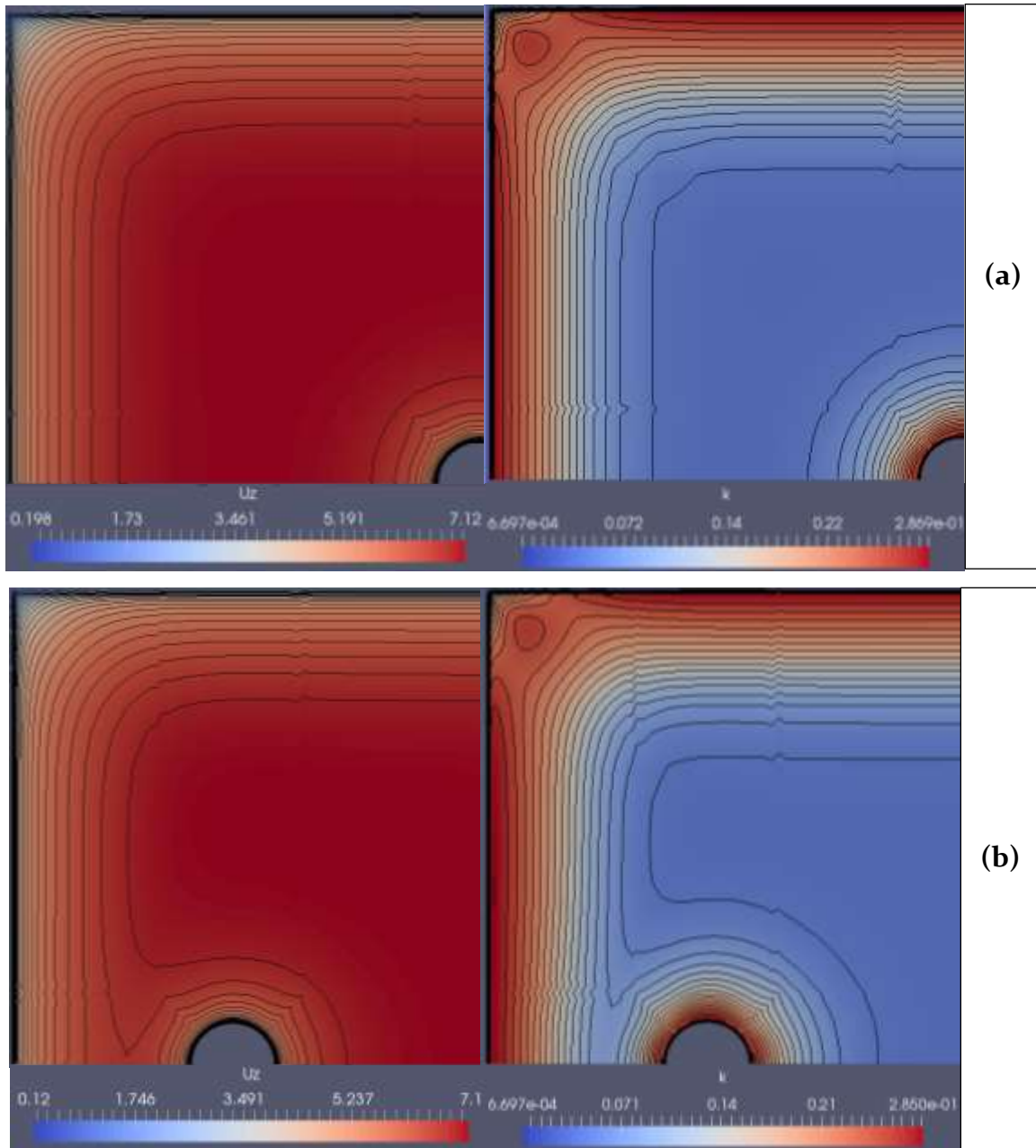


Figure 65 : Champs de vitesse et d'énergie cinétique turbulente pour les cas (a) $L_x = 5,7De$ et (b) $L_x = 2De$ – $Re_{De} = 11600$

Les espacements plus faibles $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$ présentent eux des modifications importantes de l'écoulement dans l'espace entre le câble et la paroi (cf. Figure 66). Une diminution de la vitesse est observée ainsi qu'une déformation du champ d'énergie cinétique à la paroi du fait de la présence du câble.

Cette déformation est accentuée pour le cas $L_x = 0,5De$ avec une zone entre paroi et câble présentant une large chute de vitesse. Le champ d'énergie cinétique est lui totalement modifié avec l'apparition d'une bande continue de valeurs élevées sur la partie supérieure du câble. La zone de faible énergie cinétique turbulente entre la paroi et le câble est isolée du reste de l'écoulement

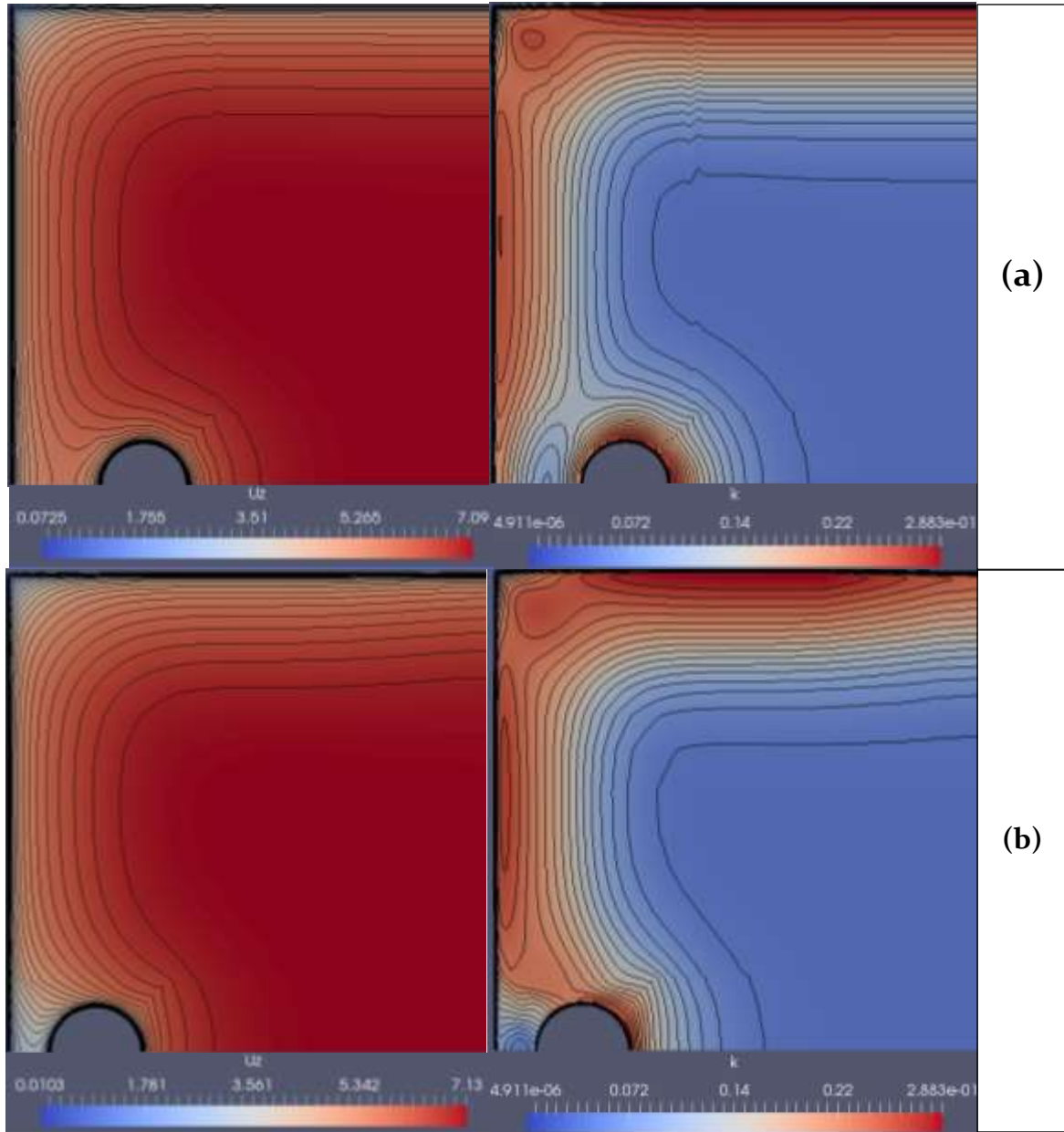


Figure 66 : Champs de vitesse et d'énergie cinétique turbulente pour les cas (a) $L_x = 1De$ et (b) $L_x = 0,5De - Re_{De} = 11600$

IV.2.2. Cisaillement à la paroi du câble

Une évolution similaire peut être observée pour les contraintes de cisaillement τ_w à la paroi du câble, calculées par la formule (90).

$$\tau_w = \nu \frac{\partial \bar{u}}{\partial n} \quad (90)$$

τ_w : Contrainte de cisaillement ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$)
 ν : Viscosité cinématique ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
 n : Normale à la paroi (m)

Les évolutions tracées en Figure 67 sont obtenues par extraction de données numériques sur une ligne en surface de câble, en face de la paroi la plus proche ; ligne de coordonnée $(0,1665 - L_x, 0, z)$. L'évolution de la contrainte de cisaillement donne une indication sur le refroidissement en permettant de faire le lien entre écoulement pariétal et coefficient d'échange thermique par l'analogie de Reynolds [74].

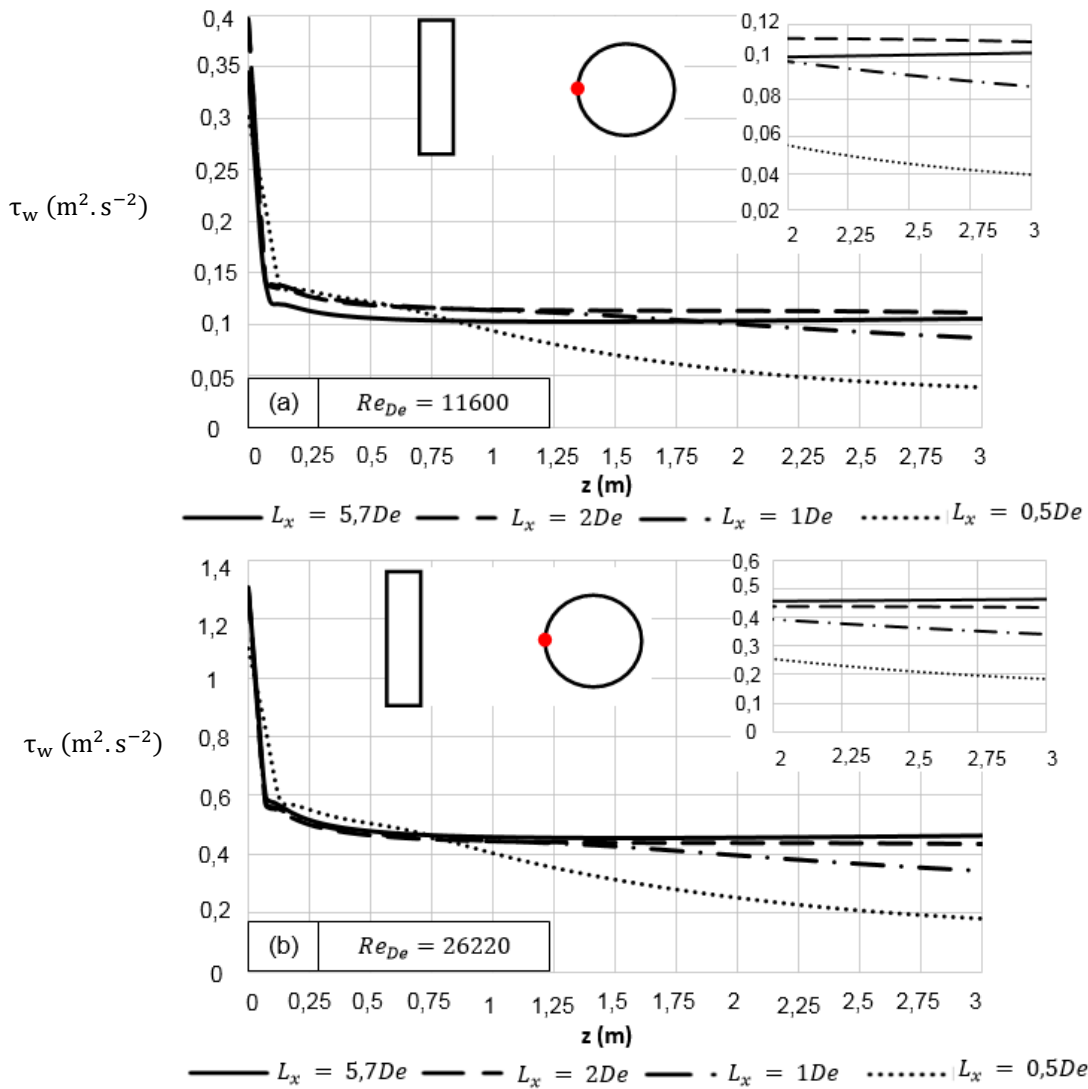


Figure 67 : Distribution axiale de la contrainte de cisaillement sur la surface du câble pour différentes valeurs d'espacement L_x - (a) $Re_{De} = 11600$; (b) $Re_{De} = 26220$

Les courbes des cas $L_x = 5,7De$ et $L_x = 2De$ présentent la même évolution ainsi qu'une valeur stable identique (0,1 Pa pour $Re_{De} = 11600$, 0,45 Pa pour $Re_{De} = 26220$). Les gradients de vitesse en surface de câble sont très similaires pour ces deux espacements ce qui préjuge du fait qu'un espacement à la paroi jusqu'à $L_x = 2De$ n'impacte pas le refroidissement du câble de façon notable.

L'effet du confinement est par contre visible pour les cas suivants $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$. Les valeurs de la contrainte de cisaillement à 3 m sont respectivement 20% et 60% plus faible par rapport au cas $L_x = 5,7De$ et ne sont pas encore stabilisées à 3 m de l'entrée. Le rapprochement du câble à la paroi a ainsi pour effet de diminuer les gradients de vitesse sur la partie du câble en vis-à-vis de la paroi de la veine. L'établissement de l'écoulement dans cette partie en est du même coup significativement allongé.

Les courbes sur la Figure 68 montrent l'impact de la proximité de la paroi de la veine sur le profil de cisaillement azimuthal en surface de câble. Les profils pour les cas milieu ($L_x = 5,7De$) et $L_x = 2De$ sont confondus, l'écoulement n'étant pas du tout impacté par la paroi. L'effet est ensuite visible progressivement.

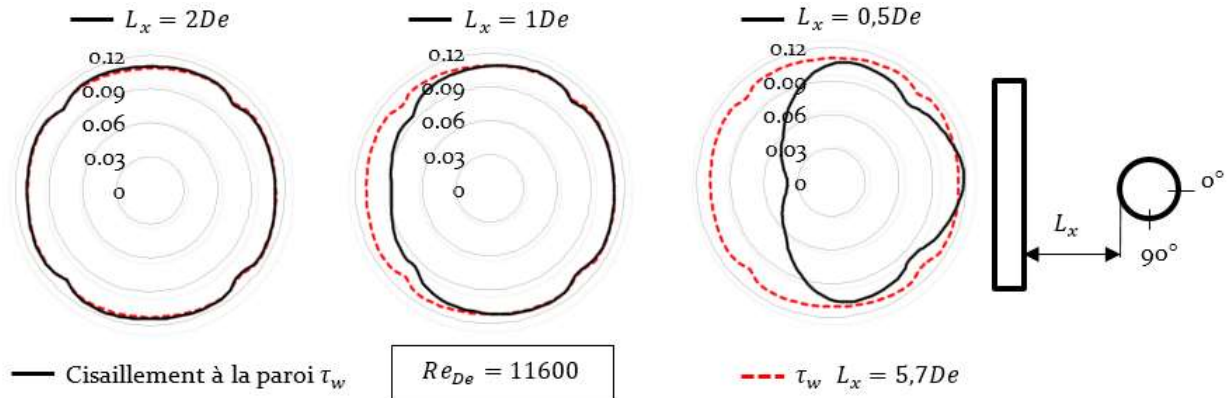


Figure 68 : Contrainte de cisaillement à la paroi du câble - coupe droite à $z=2,8$ m

L'analyse des profils de vitesse ainsi que des taux de cisaillement à la paroi permettent de donner une définition dynamique de la notion de seuil introduite par l'étude de Weedy et El Zaayat [40]. Pour un espacement inférieur à $L_x = 2De$, la vitesse moyenne d'entrée U_0 n'est plus atteinte dans la partie confinée et les taux de cisaillement τ_w chutent. Ceci entrainera un refroidissement moins important. Le courant admissible pour un câble positionné à moins de $L_x = 2De$ d'une paroi sera donc plus faible. L'étude du transfert thermique dans la partie suivante va poser les bases de nouvelles lois de refroidissement prenant en compte l'effet de l'espacement à une paroi.

IV.3. Echanges thermiques

IV.3.1. Part du rayonnement

L'échange thermique entre le câble et son environnement est réalisé de façon non négligeable par rayonnement. La surface du câble, à des températures de l'ordre de 70°C, échange avec les parois environnantes restant à des températures de l'ordre de 20°C.

- Nota bene : Les niveaux présentés ici, de température et de flux rayonnés sont spécifiques à l'installation utilisée (matériaux de la veine, état de surface, etc.) et sont donnés à titre indicatif.

IV.3.1.1. Profil de température sur le câble et sur les parois de la veine

Le fait d'approcher le câble de la paroi modifie de façon visible le profil de température (cf. Figure 69). Cette évolution vient de l'effet combiné de la diminution du profil de vitesse en zone confinée, observée plus haut, et de la modification des échanges par rayonnement présentés plus bas.

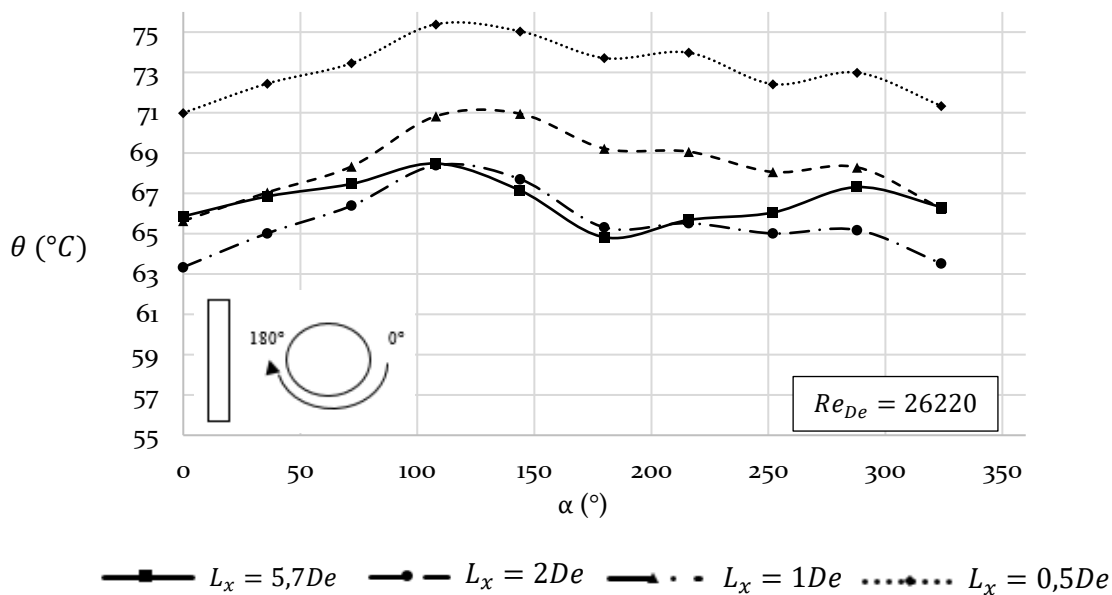


Figure 69 : Profils de températures expérimentales pour plusieurs espacement L_x

Les profils de température des cas $L_x < 5,7De$ se distinguent du cas milieu $L_x = 5,7De$. Ce dernier présente une variation de 1 à 1,5°C autour de 66°C sans effet particulier de la paroi située à 180°. Ce niveau moyen de température est retrouvé pour le cas $L_x = 2De$ avec une baisse des températures dans les zones 0°-100° et 230°-350°, dans la zone non confinée. Le niveau de température moyen augmente ensuite visiblement à partir de $L_x = 1De$ avec une montée de température légèrement plus prononcée de la zone 100°-200°, pouvant être attribué à l'impact de la paroi.

IV.3.1.1. Rayonnement thermique

L'impact de la paroi s'observe aussi sur les distributions locales du flux radiatif, présentées sur la Figure 70. La distribution du cas central est toujours prise comme base de comparaison. Deux groupes de courbes peuvent être distinguées.

- Les espacements $L_x = 5,7De$ et $L_x = 2De$, pour lesquels le flux rayonné est globalement plus faible et aucun impact de la paroi n'est visible.
- Les espacements $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$, présentant un flux rayonné globalement plus élevé et une chute plus marquée dans la zone angulaire autour des 180° .

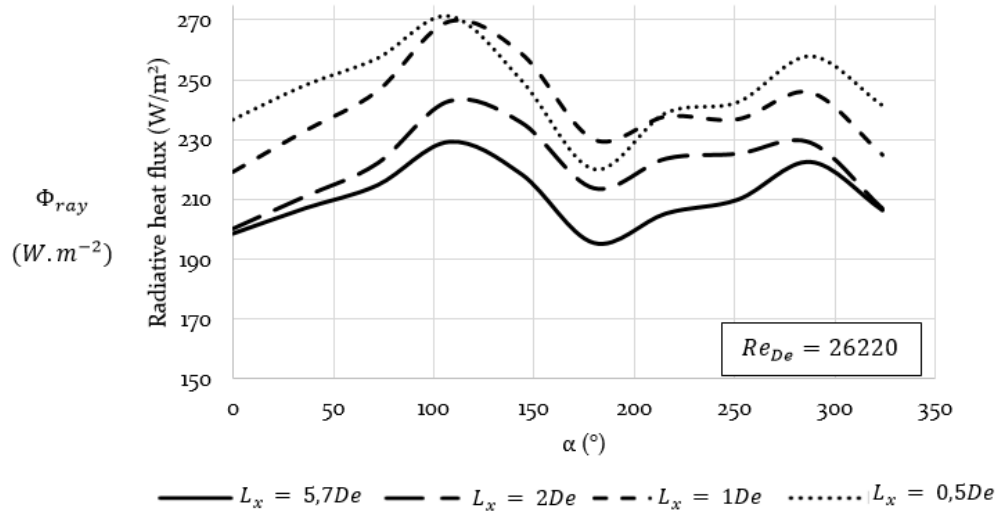


Figure 70 : Distributions locales du flux radiatif en surface de câble

Ce comportement est dû en particulier à l'augmentation du facteur de forme entre la paroi la plus proche et le câble lorsque ce dernier s'approche de la paroi. Plus de calories sont absorbées par cette dernière amenant à une élévation de la température de la surface de la veine située en face du câble une fois l'état stationnaire atteint. Cette augmentation de température de la paroi est d'autant plus importante que l'espace est réduit, comme le montre la Figure 71.

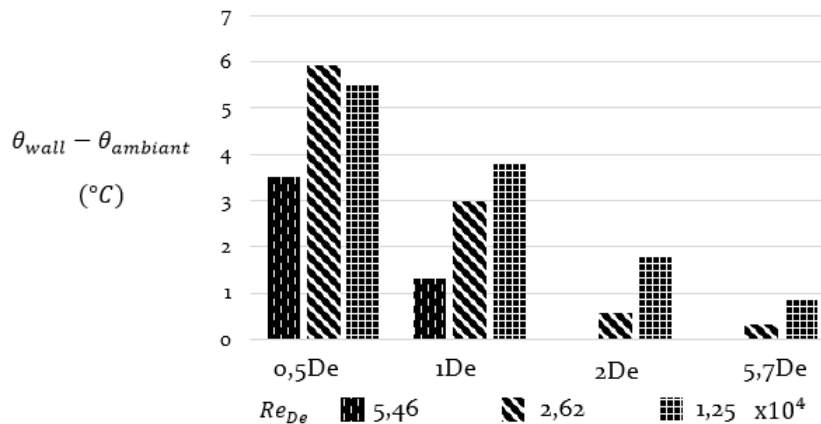


Figure 71 : Mesure de l'élévation de température de la paroi proche du câble

L'évolution du rayonnement moyen avec le nombre de Reynolds est présentée en Figure 72. Les valeurs de flux thermiques simulées sont obtenues dans un intervalle de confiance de $\pm 5\%$. L'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation de l'échange convectif entre le câble et l'air et la diminution régulière de la part rayonnée. Celle-ci est tout de même non négligeable pour des nombres de Reynolds en dessous de $Re_{De} < 17400$ où la part radiative dépasse les 20% pour $Re_{De} = 17400$

Le rayonnement moyen est d'autant plus important que le câble s'approche de la paroi. Les cas $L_x = 5,7De$ et $L_x = 2De$ sont très proches tandis qu'un saut notable est obtenu pour le cas $L_x = 0,5De$. Le cas $L_x = 1De$ est un cas intermédiaire. La comparaison est faite pour une température de surface de câble constante.

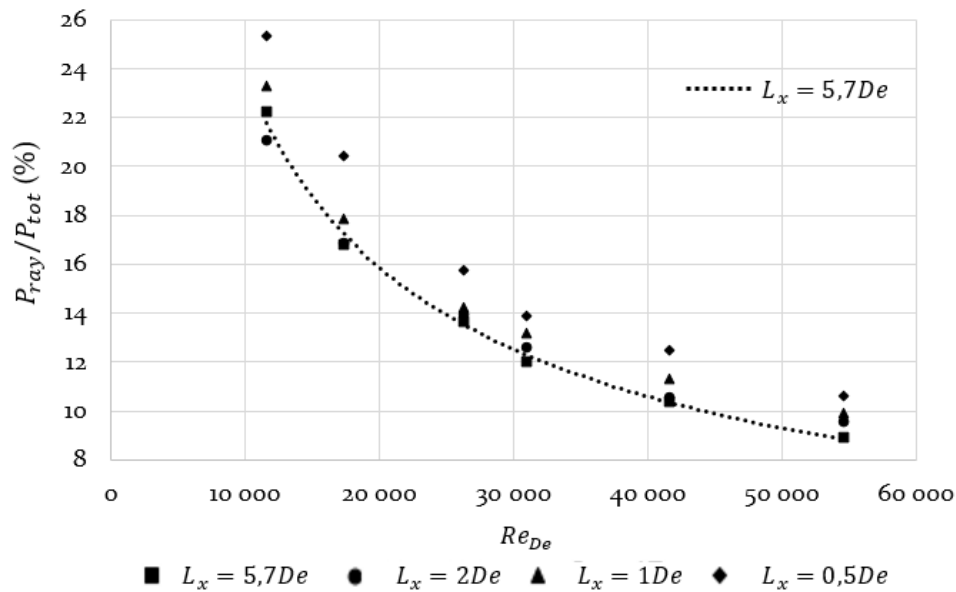


Figure 72 : Contribution radiative globale pour quatre espacements L_x étudiés

IV.3.2. Profils de refroidissement locaux

L'effet du confinement peut s'observer sur les profils de nombres de Nusselt locaux en surface du câble pour les deux nombres de Reynolds. Ceux-ci sont présentés sur la Figure 73. Les courbes sont obtenues numériquement sur la surface du câble, à 2,8 m de l'entrée du domaine. Les données extraites sont exploitées par le tracé d'une expression analytique afin d'éliminer le bruit numérique.

Pour un espacement à la paroi au moins égal à $L_x = 2De$, les distributions de nombres de Nusselt locaux ne présentent pas de variations azimutales.

Le cas $L_x = 0,5De$ est le cas où l'impact de l'espacement sur le refroidissement azimutal local est le plus prononcé. La comparaison entre expérimental et numérique est réalisée sur ce dernier cas. La chute du nombre de Nusselt, pour la position 180° , est obtenue avec un écart entre expérimental et numérique de 14% pour $Re_{De} = 11600$ et 4% pour $Re_{De} = 26220$, ce qui reste dans la zone d'incertitude de mesure. Les courbes expérimentales sont plus étalées que celles issues du calcul

numérique mais le niveau du nombre de Nusselt pour les positions éloignées de la paroi ($\alpha \in [0^\circ, 90^\circ]$ et $[270^\circ, 360^\circ]$) sont retrouvées.

Cet étalement plus important du profil expérimental est un effet direct du « faible » nombre de points utilisés pour la détermination du profil du nombre de Nusselt local par méthode inverse. Une meilleure résolution permettrait une meilleure précision. Les chutes à 180° pour le cas $L_x = 0,5De$ sont respectivement de 43% et 37% pour les nombres de Reynolds proposés. Ce comportement est cohérent avec la valeur de seuil de $L_x = 2De$ dont l'explication dynamique a été proposée en partie IV.2.

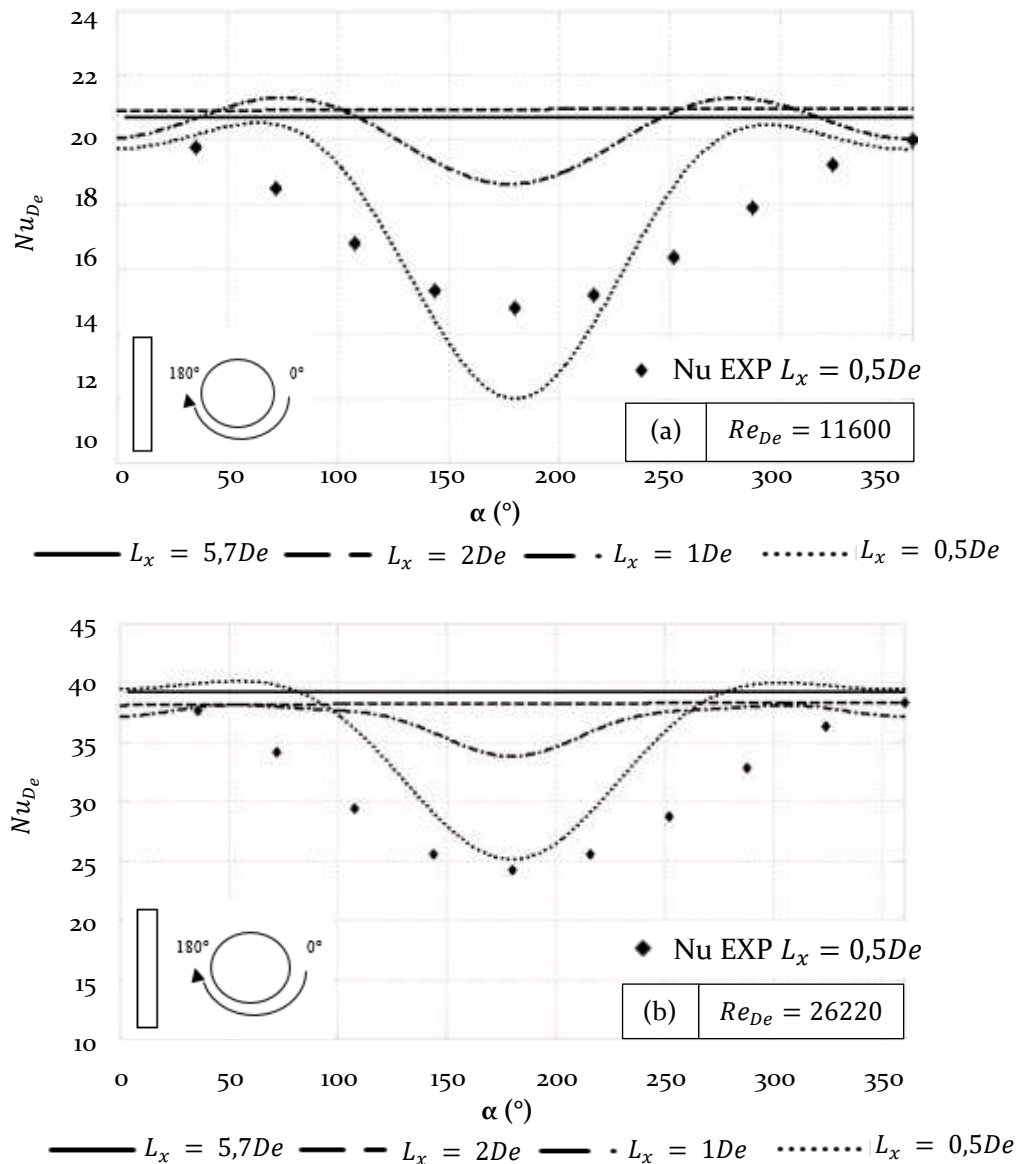


Figure 73 : Distribution de nombres de Nusselts locaux numériques pour quatre espacements à la paroi L_x - (a) $Re_{De} = 11600$; (b) $Re_{De} = 26220$

IV.3.3. Impact sur le refroidissement moyen

IV.3.3.1. Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

Les résultats expérimentaux sur l'effet de l'espacement L_x sur le refroidissement moyen du câble sont proposés en Figure 74.

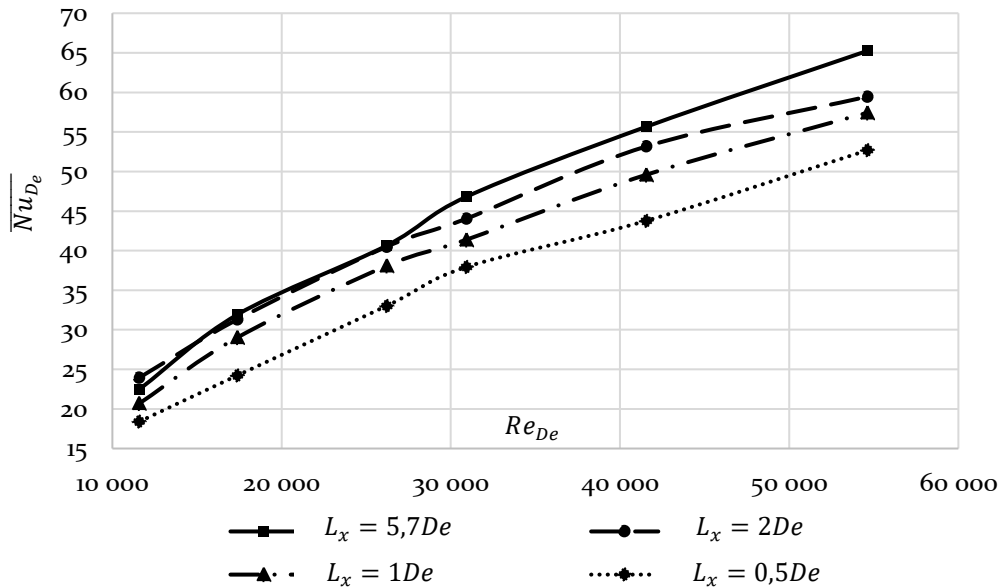


Figure 74 : Nombre de Nusselt moyen pour quatre valeurs d'espacement L_x

Le nombre de Nusselt moyen diminue graduellement avec l'espacement L_x . Les courbes pour $L_x = 5,7De$ et $L_x = 2De$ sont presque confondues pour des nombres de Reynolds entre 10 000 et 30 000, l'espacement de $2De$ étant ici clairement sans effet notable sur le refroidissement moyen. Ceci est moins vrai pour des nombres de Reynolds plus élevés mais les courbes restent très proches. Le refroidissement est donc très proche pour ces deux configurations, ce qui s'explique par la similarité observée précédemment sur le cisaillement en surface du câble (cf. Figure 68).

Le cas $L_x = 0,5De$ est systématiquement en dessous des configurations, avec un écart en moyenne de 20% avec le cas $L_x = 5,7De$, ce qui correspond à la chute de la contrainte de cisaillement moyen observé sur la Figure 68. La vitesse de l'écoulement plus faible dans la zone confinée induit une baisse du cisaillement sur une partie de la surface du câble, provoquant un refroidissement convectif sensiblement plus faible.

IV.3.3.2. Impact du développement de l'écoulement

Le refroidissement observé sur le câble varie le long de celui-ci tant que l'écoulement n'est pas pleinement développé. Ce développement nécessite une longueur d'établissement durant laquelle les gradients de vitesse et de températures ne sont pas stabilisés. Ceux-ci sont dans cette phase plus élevés que pour un écoulement développé du fait des couches limites dynamiques et thermiques encore en formation.

Afin d'évaluer l'impact d'un écoulement non développé sur le refroidissement, une évaluation numérique pour les deux nombres de Reynolds 11600 et 26220 a été réalisée. La longueur d'établissement L_e nécessaire a été estimée, puis de nouvelles données ont été extraites à une distance L_{data} obtenue en gardant le rapport L_{data}/L_e utilisé dans l'étude de Weedy et El Zayyat [40]. Les longueurs obtenues sont d'approximativement 0,2 m pour les deux nombres de Reynolds $Re_{De} = 11600$ et $Re_{De} = 26220$. Les valeurs sont reportées sur la Figure 75 ci-dessous pour le cas $L_x = 5,7De$.

Ce point a aussi fait l'objet d'une évaluation numérique par Pilgrim [47] sur une configuration de câbles en fourreaux, refroidis par un écoulement d'air à 5 m.s^{-1} . Une surévaluation des échanges de 20% a été obtenue.

Les nombres de Nusselt extraits sont présentés en Figure 75.

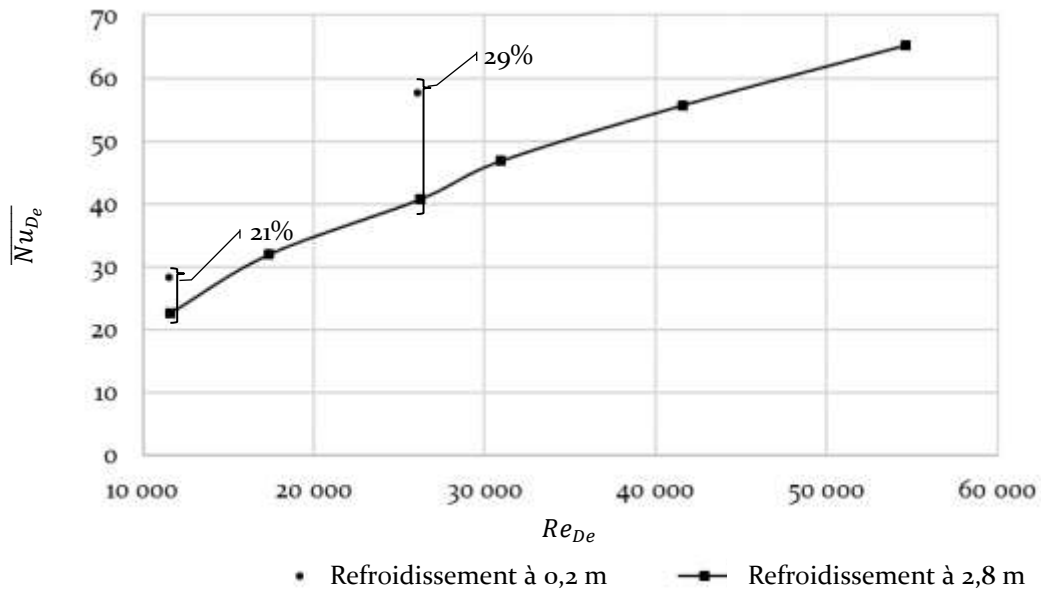


Figure 75 : Comparaison pour le cas $L_x = 5,7De$ des données expérimentales (écoulement développé) avec un écoulement simulé à un stade non développé

Une surévaluation entre 21% et 29% est observée, ce qui est du même ordre de grandeur que celle obtenue par Pilgrim [47]. Le non développement de l'écoulement, dont on observe en Figure 76

l'impact sur les coefficients d'échange le long du câble, peut expliquer un tiers de l'écart entre Weedy et El Zayyat [40] et les résultats expérimentaux.

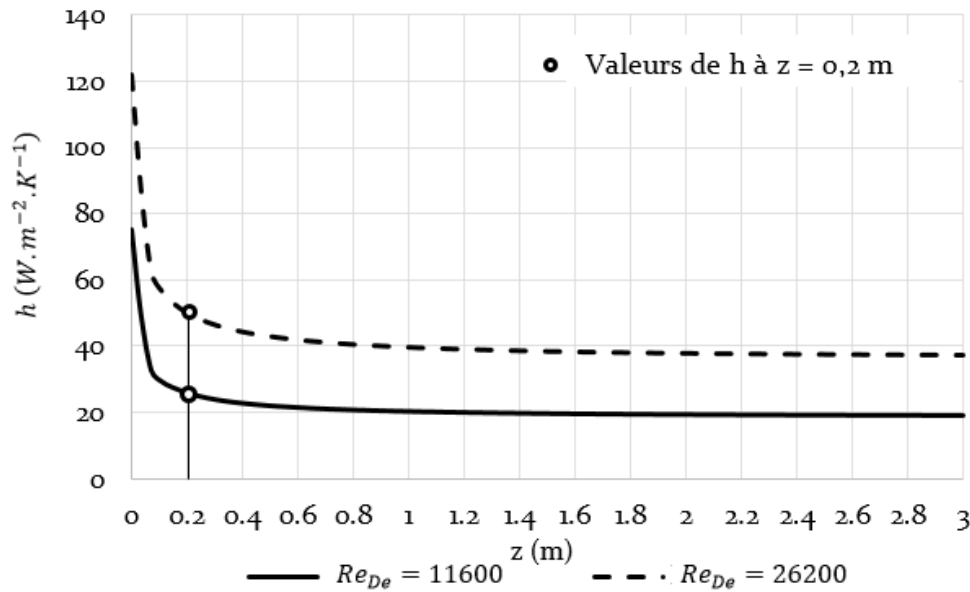


Figure 76 : Impact du développement de l'écoulement sur le coefficient d'échange thermique – $L_x = 5,7De$

IV.4. Conclusion

L'étude du refroidissement d'un câble seul, cas d'étude de référence a mis en lumière trois résultats principaux.

- La part du rayonnement, spécifique à la maquette, dans le transfert de chaleur est importante avec jusqu'à 25% de l'échange pour les plus faibles nombres de Reynolds de la gamme étudiée. Ceci est dû aux écarts de températures importants entre le câble et les parois de la veine.
- L'effet de l'espacement à une paroi devient significatif lorsque le câble est placé à une distance inférieure à deux fois son diamètre de la paroi. Une valeur seuil est ainsi observée pour le refroidissement convectif, au-delà de laquelle la réduction de vitesse dans la zone confinée est suffisamment significative pour influencer le refroidissement pariétal de façon observable.
- L'impact de la prise en compte de l'établissement de l'écoulement est vu comme ayant une très forte influence sur l'évaluation des coefficients d'échange, avec un potentiel de surévaluation de 20% à 30% de la loi établie par Weedy et El Zayyat [40]. Les possibles causes de ce résultat sont explorés dans la suite du document.

Chapitre V

Etude du cas de groupes de câbles

V.1. Présentation des configurations de groupes	104
V.1.1. Intérêt pratique & objectifs de l'étude.....	104
V.1.2. Banc expérimental.....	104
V.2. Groupe de deux câbles en nappe	105
V.2.1. Dynamique de l'écoulement	105
V.2.2. Echanges thermiques.....	112
V.2.3. Généralisation des résultats pour le cas de trois câbles en nappe verticale.....	123
V.3. Groupe de câbles en trèfle jointif.....	125
V.3.1. Dynamique de l'écoulement.....	125
V.3.2. Echanges thermiques.....	127
V.4. Conclusion.....	133

Chapitre V

Etude du cas de groupes de câbles

V.1. Présentation des configurations de groupes

V.1.1. Introduction

Les circuits de liaisons dans les galeries sont généralement constitués d'ensembles de trois câbles. Ceux-ci sont placés afin d'optimiser l'espace et les opérations de maintenance. Le fait de placer plusieurs câbles fait que plusieurs sources de chaleur sont en interaction, induisant une augmentation de la température des câbles et donc une modification des IMAP (Intensité Maximale Admissible en régime Permanent) respectifs. Les éléments suivants donnent les explications de cette évolution pour les configurations de nappes verticales et trèfle utilisées fréquemment en galerie.

V.1.2. Banc expérimental

Les modèles de câbles ont été positionnés dans la veine sur des supports de type crochets pour les deux câbles en nappe et par une bande pour le cas trèfle. Ces configurations sont présentées en Figure 77.

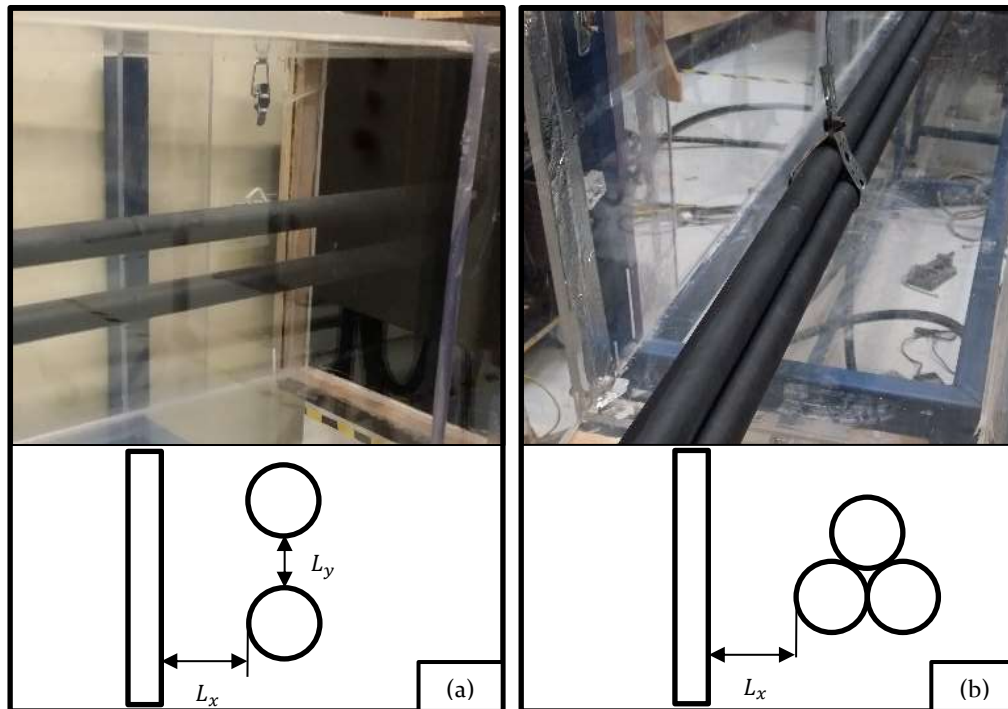


Figure 77 : Exemple de configuration de groupes de câbles - (a) Deux câbles en nappe verticale ; (b) Trois câbles en trèfle jointif

Les groupes de câbles sont maintenus par des crochets (cas deux câbles) ou des sangles perforées (cas trèfle). La présence de ces éléments, indispensable, va perturber l'écoulement en surface de câbles et ainsi avoir un impact les résultats. Leur forme, nombres, et position ont été choisis pour en limiter l'impact.

V.2. Groupe de deux câbles en nappe

V.2.1. Dynamique de l'écoulement

V.2.1.1. Profils de vitesse dans la veine

V.2.1.1.1. Comparaison des profils fil chaud / numériques

La comparaison des profils de vitesses obtenues numériquement et expérimentalement sur le cas de deux câbles est présentée sur la Figure 78. Deux nombres de Reynolds ($Re_{De} = 11600$ et $Re_{De} = 26200$) ont été étudiés pour le cas $L_x = L_y = 0,5De$. Les quatre profils présentés sont obtenus à 2,8 m de l'entrée de la veine et du domaine de calcul numérique et cherchent à capturer l'écoulement entre les câbles.

La moitié des profils expérimentaux sont présentés afin de comparer aux simulations numériques réalisées sur un demi-domaine de calcul utilisant une condition de symétrie. La mise en donnée est la même que celle détaillée en III.3.3, le solveur simpleFoam est utilisé avec un maillage de 1 833 800 éléments ($0.001 < y^+ < 0.02$ pour les deux nombres de Reynolds).

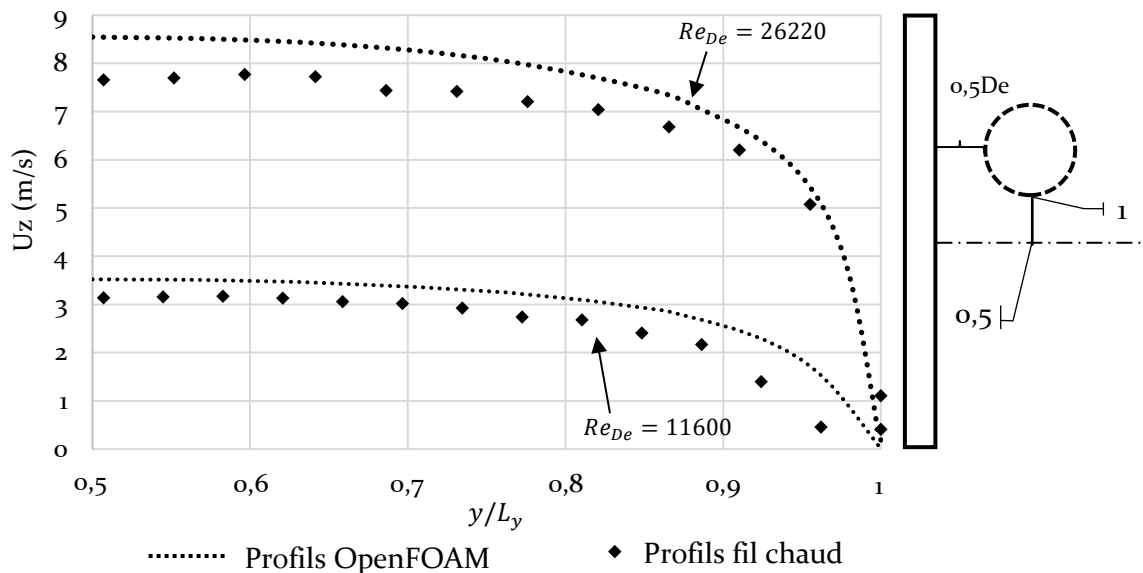


Figure 78 : Comparaison des profils de vitesse expérimentaux et numériques dans l'espacement vertical entre les câbles

Les profils expérimentaux et numériques sont très proches. Pour les deux nombres de Reynolds, les valeurs de plateaux présentent un écart de 12% entre simulations et valeurs fil chaud. Les gradients de vitesse sont très similaires pour $Re_{De} = 26220$ mais plus écartés pour $Re_{De} = 11600$, ce qui peut être l'effet d'un déplacement irrégulier de la sonde fil chaud lors de l'essai en question.

La similitude des profils de vitesse est raisonnablement bonne pour pouvoir appuyer l'analyse des effets des espacements entre câbles, ainsi qu'avec une paroi, sur les profils de vitesses simulés.

V.2.1.1.2. ***Impact de l'espacement à la paroi sur l'écoulement***

Le fait d'installer un groupe de deux câbles en nappe verticale vient modifier l'écoulement autour de chaque câble, modifiant l'échange de chaleur possible de la liaison.

Les éléments des Figure 79 et Figure 80, présentés dans les deux pages suivantes, comparent les profils de vitesse issus de trois configurations d'espacement pour $Re_{De} = 11600$: $L_x = L_y = 2De$, $L_x = L_y = 0,5De$ et $L_x = 2De - L_y = 0,5De$. Tous les profils sont tracés, par soucis de comparaison, sur une abscisse à quatre repères (0, 1, 2, 3) pour différencier les profils en zone « contrainte » (0 - 1) du câble en proche paroi et « non contrainte » (2 - 3). Les distances sont adimensionnées sur chacune de ces zones pour comparer les différents cas d'études.

La comparaison est faite suivant deux axes :

- L'étude de l'évolution du profil de vitesse extrait sur une ligne de coupe parallèle à l'axe de symétrie, au niveau du câble supérieur. Ceci permet de visualiser l'impact de l'espacement à la paroi L_x et l'éventuelle contribution de l'espacement entre câbles L_y .

Cette étude est réalisée sur la Figure 79.

- La même étude, réalisée sur une ligne perpendiculaire à l'axe de symétrie et au niveau du groupe de câbles, permettant de visualiser l'impact de L_y et celle éventuelle de L_x sur l'écoulement entre câbles.

La même distribution est utilisée pour représenter les profils de vitesse. Le repère 0 étant situé sur l'axe de symétrie, si bien que la moitié du profil entre câbles est représenté entre les repères 0 - 1.

Cette étude est réalisée sur la Figure 80.

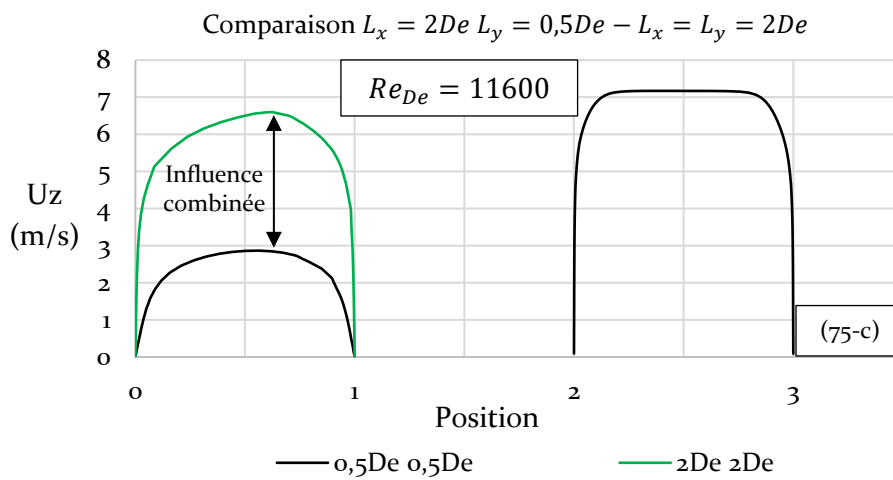
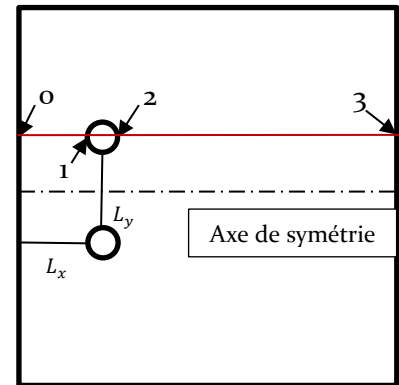
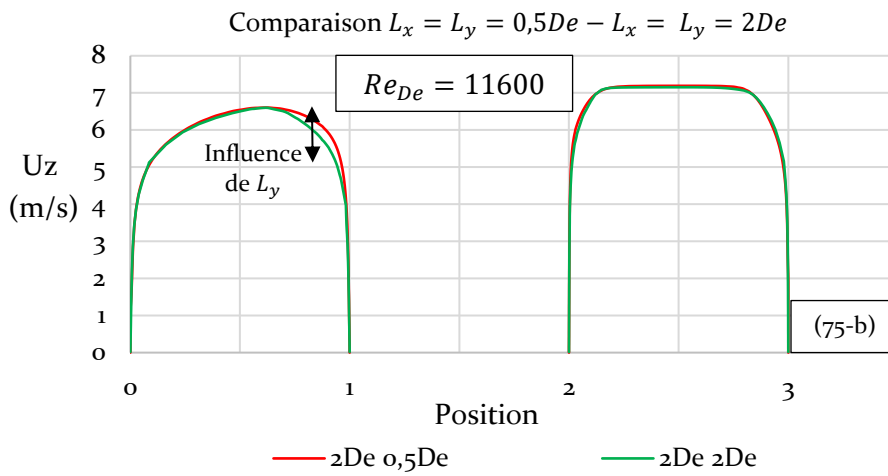
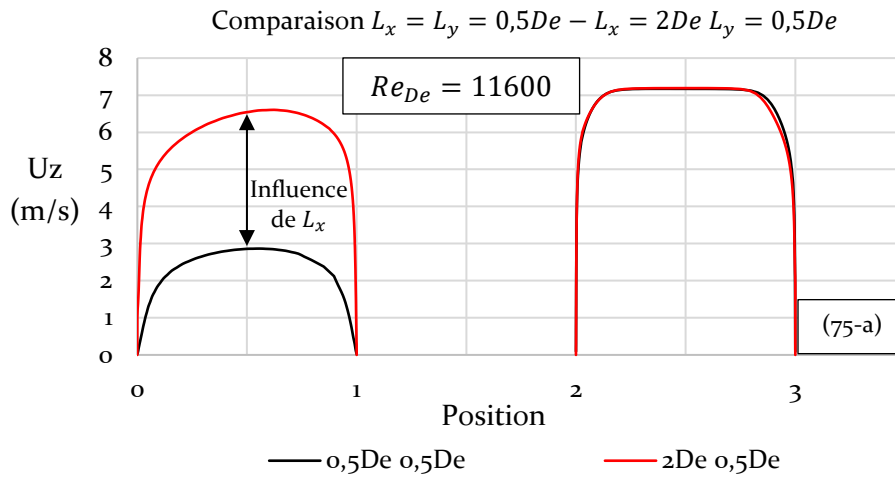


Figure 79 : Profils de vitesse adimensionnés pour le cas d'un groupe de deux câbles – Coupe horizontale pour chaque valeur d'espacement vertical L_y simulée

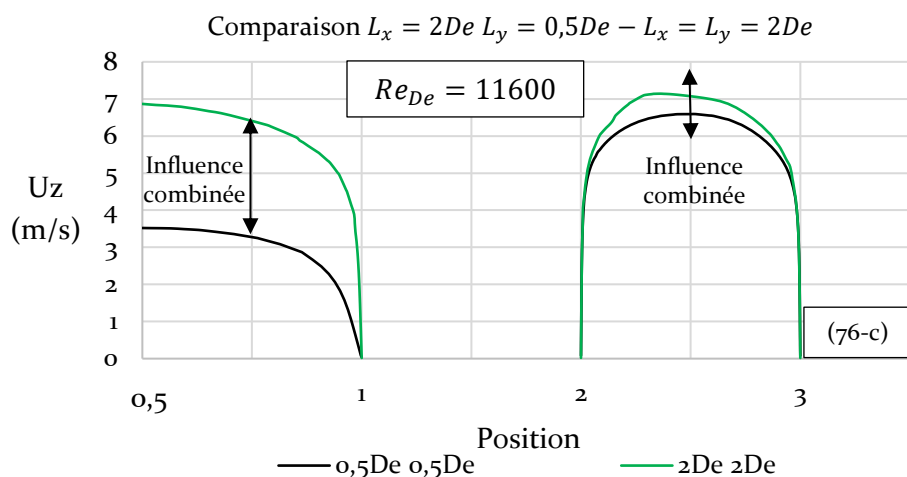
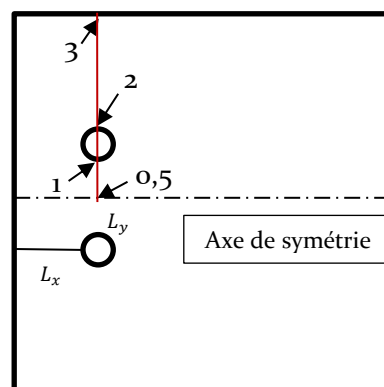
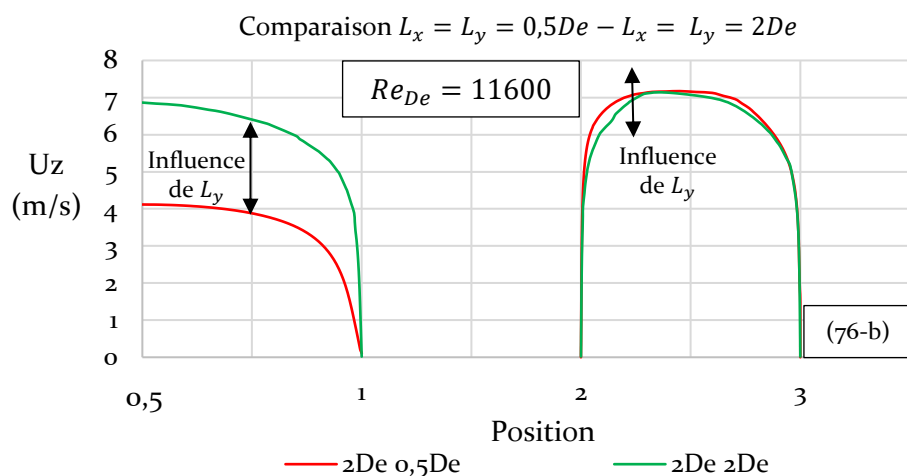
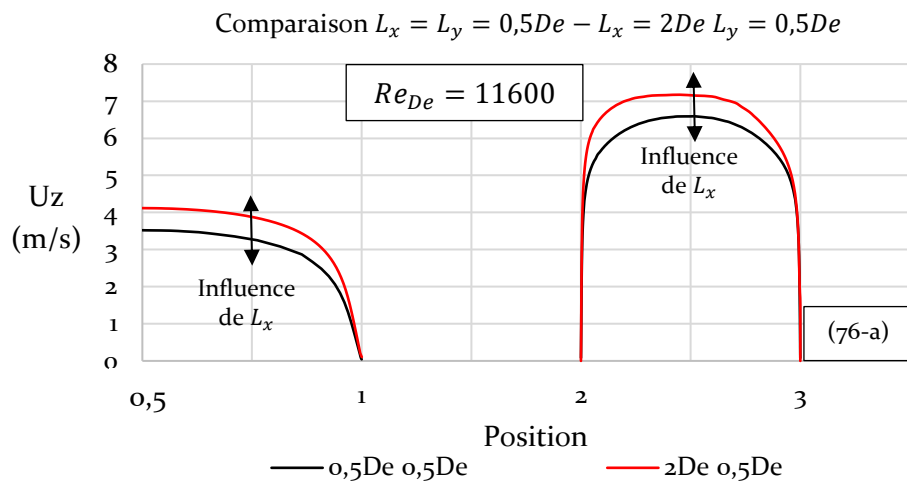


Figure 80 : Profils de vitesse adimensionnés pour un groupe de deux câbles – Coupe verticale pour chaque valeur d'espacement à la paroi L_x simulée

Le profil de vitesse entre les positions (2 – 3), sur la Figure 79, montre un écoulement parfaitement non impacté par la présence des câbles installés.

Ce résultat présente l'intérêt de permettre l'installation d'un groupe de câbles identique près de l'autre paroi sans que l'écoulement autour de ce second groupe, et ainsi son refroidissement convectif, ne soit perturbé par la présence du premier.

Le profil de vitesse dans la partie confinée entre les repères (0 – 1) est, lui, bien impacté par le choix de la position du groupe de câbles. Une diminution de 60% de la vitesse dans cette zone est observée pour un passage d'un espacement à la paroi de $2De$ à $0,5De$ (graphique (79-a)). Aucune diminution notable n'est observable lorsque seul l'espacement entre câbles varie (graphique (79-b)) tandis que la même diminution est obtenue indépendamment de la valeur de l'espacement entre câbles (graphique 79-c).

Cette observation suggère un impact négligeable de l'espacement entre câbles L_y sur le profil de vitesse dans la zone confinée.

Les profils de vitesse entre câbles, et ceux de part et d'autre du groupe, sont eux impactés par les deux espacements d'une façon notable.

Le graphique 80-a montre l'effet de l'espacement à la paroi sur le profil entre câbles (entre les repères 0 – 1). Une baisse de 14% est observée lors du passage d'un espacement $L_x = 2De$ à $L_x = 0,5De$, L_y restant fixé à $0,5De$.

Sur le graphique 80-b, l'effet d'une variation du seul espacement entre câbles est visible, avec une baisse de 39%, l'espacement à la paroi restant fixé à $L_x = 2De$.

Le graphique 80-c présente lui l'impact combiné de la variation d'un espacement entre câbles et avec la paroi. Le passage d'une configuration $L_x = L_y = 2De$ à $L_x = L_y = 0,5De$ provoque une baisse de près de 50% du profil de vitesse entre câbles, montrant que les deux effets se cumulent.

Cette observation suggère un impact fort de l'espacement entre câbles sur l'écoulement entre ces derniers, avec une amplification de l'effet dépréciatif lorsque l'espacement avec la paroi diminue, due à l'interaction avec la couche limite en proche paroi.

Cet effet s'explique par l'importance du confinement existant dans le cas de deux câbles fortement rapprochés ($L_x = L_y = 0,5De$). La zone de l'écoulement située entre les deux câbles et la paroi est « encerclée » par la surface des câbles, et des zones de ralentissement (entre les câbles et entre câbles et paroi). Cette zone, ayant des vitesses plus faibles qu'ailleurs dans la veine, vient interagir avec le profil de vitesse entre les câbles en le ralentissant davantage.

Enfin, les profils de vitesse dans la zone au-dessus du groupe de câbles (repère 2 - 3) montrent un effet de l'espacement à la paroi L_x , avec une baisse de 8% pour $L_x = 0,5De$ par rapport au cas $L_x = 2De$, attribuable à l'entrée dans la couche limite de la paroi du tunnel (Figure 80-a et 80-b). L'effet de la variation du seul espacement entre câbles L_y n'impacte que légèrement ce profil.

Cette observation suggère un faible impact de l'espacement entre câbles sur l'écoulement au-dessus et en dessous du groupe de câbles.

La Figure 81 fournit un visuel des champs de vitesse de l'écoulement pour les différents espacements traités. Ceux-ci sont obtenus sur une coupe à 2,8 m de l'entrée de la veine numérique. Les isocontours de vitesse en Figure 81-a ne sont que très peu impactés par la présence du second câble. Approcher les câbles entre eux provoque une dépréciation de vitesse visible sur la Figure 81-b, induite par le confinement plus important. Pour un espacement à la paroi plus faible, comme présenté en Figure 81-c, les champs de vitesse sont visiblement impactés par les deux espacements malgré l'espace important entre les câbles. L'effet combiné des deux confinements (cf. Figure 81-d), entre câbles et avec la paroi, crée une zone centrale où les différents effets s'ajoutent pour ralentir davantage l'écoulement.

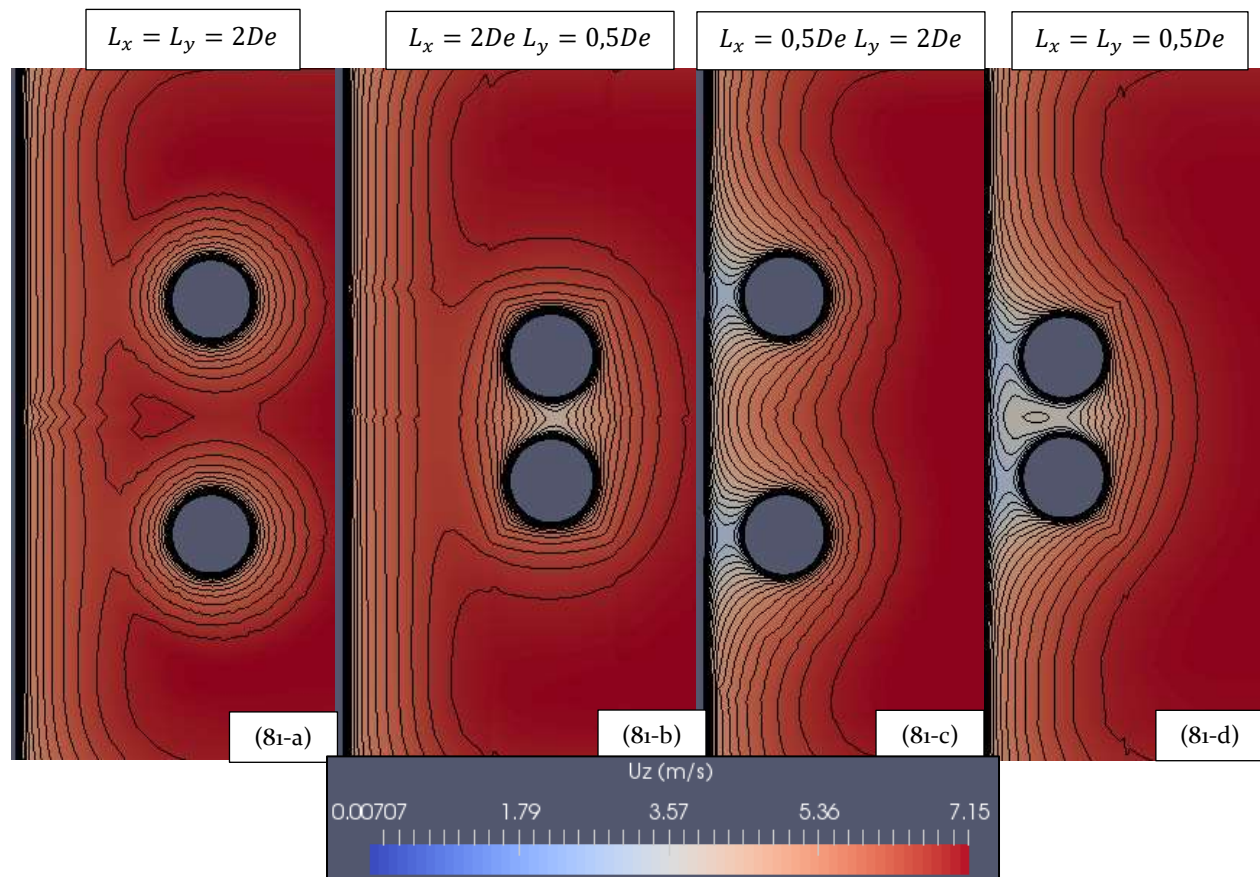


Figure 81 : Champs de vitesse autour d'un groupe de deux câbles en nappe à sous différentes configurations

V.2.1.2. Cisaillement à la paroi du câble

Les modifications de l'écoulement autour des câbles impactent fortement les distributions de la contrainte de cisaillement sur les câbles. On compare dans la Figure 82 les différentes distributions de τ_w , pour le cas du câble supérieur du groupe (le câble du bas n'étant modélisé que par symétrie), avec les cas du câble seul en galerie. Ces profils sont issus des simulations OpenFOAM et obtenue à 2,8 m de l'entrée du domaine de calcul pour un nombre de Reynolds de 11600.

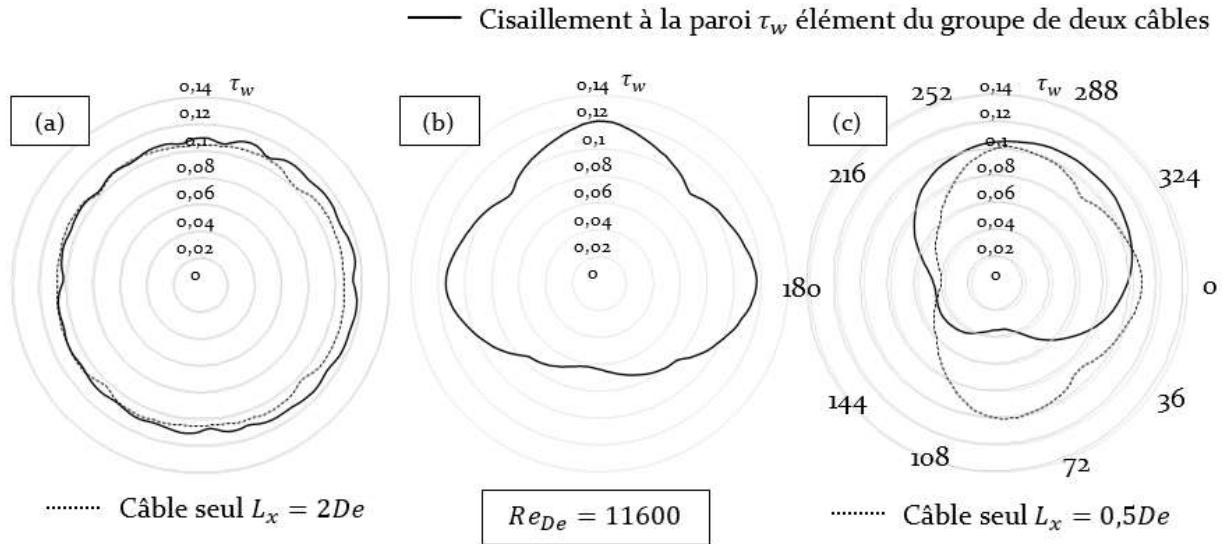


Figure 82 : Distribution local du cisaillement à la paroi en surface du câble supérieur pour $Re_{De} = 11600$ – (a) $L_x = L_y = 2De$; (b) $L_x = 2De$ $L_y = 0,5De$; (c) $L_x = L_y = 0,5De$ –

Le cas d'un groupe espacé de $L_x = L_y = 2De$ présente un profil de la contrainte de cisaillement similaire à celui d'un câble seul en galerie, avec une influence de la présence du second câble à peine notable. L'observation des profils de vitesse sur ce cas (cf. Figure 80) permet d'expliquer ce résultat. Les profils de vitesse étant identiques dans les zones entre-câbles et câbles-paroi, les gradients de vitesse en paroi de câbles sont donc très similaires.

Ce résultat montre que chaque câble du groupe se comporte comme un câble seul installé à la même distance de la paroi, pour ce nombre de Reynolds.

La diminution de l'espacement entre câbles L_y a un effet clair en déformant le profil précédant. Une baisse de 45% est observée dans la partie basse du câble supérieur, directement due à la diminution de la vitesse de l'écoulement présent entre les câbles (cf. Figure 80). Les chutes locales, visibles à 216° et 324° , sont dues à l'impact d'une partie dégradée du maillage utilisé (Les raccordements de passage d'une géométrie carrée à circulaire, pourtant éloignés de la surface cylindrique, sont réalisés par des éléments de mauvaise qualité.).

Le cas $L_x = L_y = 0,5De$ accentue ces deux phénomènes. L'impact de la paroi et du câble inférieur sont bien visibles entre 72° et 216° ce qui est la conséquence de niveaux de vitesse plus faible dans ces zones observées précédemment, provoquant une diminution des gradients de vitesse à la paroi.

La contrainte de cisaillement est par contre plus importante dans la partie supérieure du câble. En particulier, la partie entre 180° et 252° présente des valeurs supérieures en moyenne de 20% au cas du câble seul.

Le fait d'avoir deux câbles en nappe verticale très proche d'une paroi semble avoir un effet inattendu sur le cisaillement en surface des câbles. Les courbes de la Figure 83-a comparent les niveaux locaux de la contrainte de cisaillement, sur le câble supérieur, pour le cas $L_x = 0,5De$ $L_y = 2De$ avec le cas le plus confiné ($L_x = L_y = 0,5De$) et un câble seul au même espacement à la paroi ($L_x = 0,5De$).

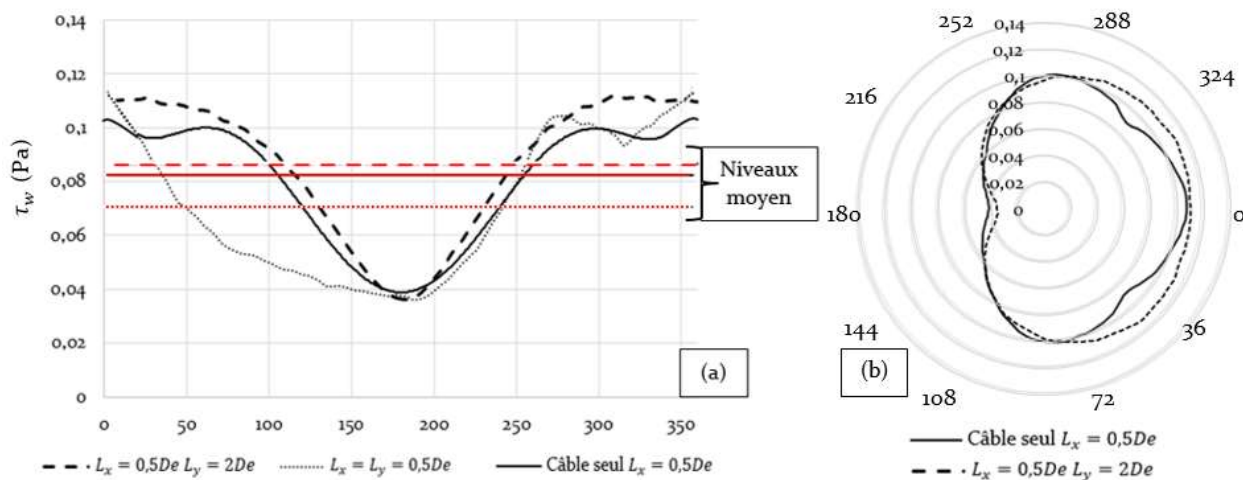


Figure 83 : Contrainte de cisaillement (a) Comparaison locale et moyenne entre les cas deux câbles en nappe et câble seul en proche paroi ; (b) Distribution radiale pour le cas $L_x = 0,5De$ $L_y = 2De$ avec le cas câble seul $L_x = 0,5De$

On remarque que, si le niveau moyen de la contrainte de cisaillement est plus faible pour le cas le plus confiné, avoir deux câbles en proche paroi espacés de $L_y = 2De$ augmente globalement le cisaillement.

Sur les deux courbes, on peut remarquer que la paroi à 180° a un effet légèrement plus fort pour le cas des deux câbles. Par contre le reste du câble est soumis à un cisaillement plus important. Ce résultat laisse présager un refroidissement convectif moyen plus important pour les cas de deux câbles en proche paroi par rapport à un cas câble seul au même espacement.

V.2.2. Echanges thermiques

V.2.2.1. Part du rayonnement

V.2.2.1.1. Profil de température sur le câble

Les profils de température présentés sur la Figure 84 montrent l'impact des espacements avec la paroi L_x et, de façon moins prononcée, entre câbles L_y . Ces distributions sont la résultante de l'impact des deux refroidissements convectifs et radiatifs.

Deux configurations sont étudiées. Le cas $L_x = L_y = 2De$, cas où les espacements sont maximaux, et le cas $L_x = L_y = 0,5De$, cas le plus défavorable au refroidissement du fait de la proximité importante des deux sources de chaleur.

La différence de température maximale est de 3°C sur un même câble. Le cas $L_x = L_y = 2De$ présente un profil peu perturbé pour le câble du haut mais plus torturé pour celui du bas. Ce dernier est aussi globalement moins chaud de près de 4°C ce qui peut être un effet de la différence de résistivité électrique des deux âmes (l'âme du câble inférieur étant 6% plus résistive). La symétrie attendue entre les profils des deux câbles n'est pas obtenue, ce qui peut être dû aux difficultés de montage des modèles de câble. Ce montage a requis l'usinage de tube de cuivre afin de les adapter au diamètre de la céramique, toutes les âmes n'ont pas la même quantité de cuivre sur les 8 m. De plus une dégradation des gaines est observée à certains endroits, au fur et à mesure du déplacement des câbles dans la veine. On peut néanmoins réaliser une analyse comparative différentielle.

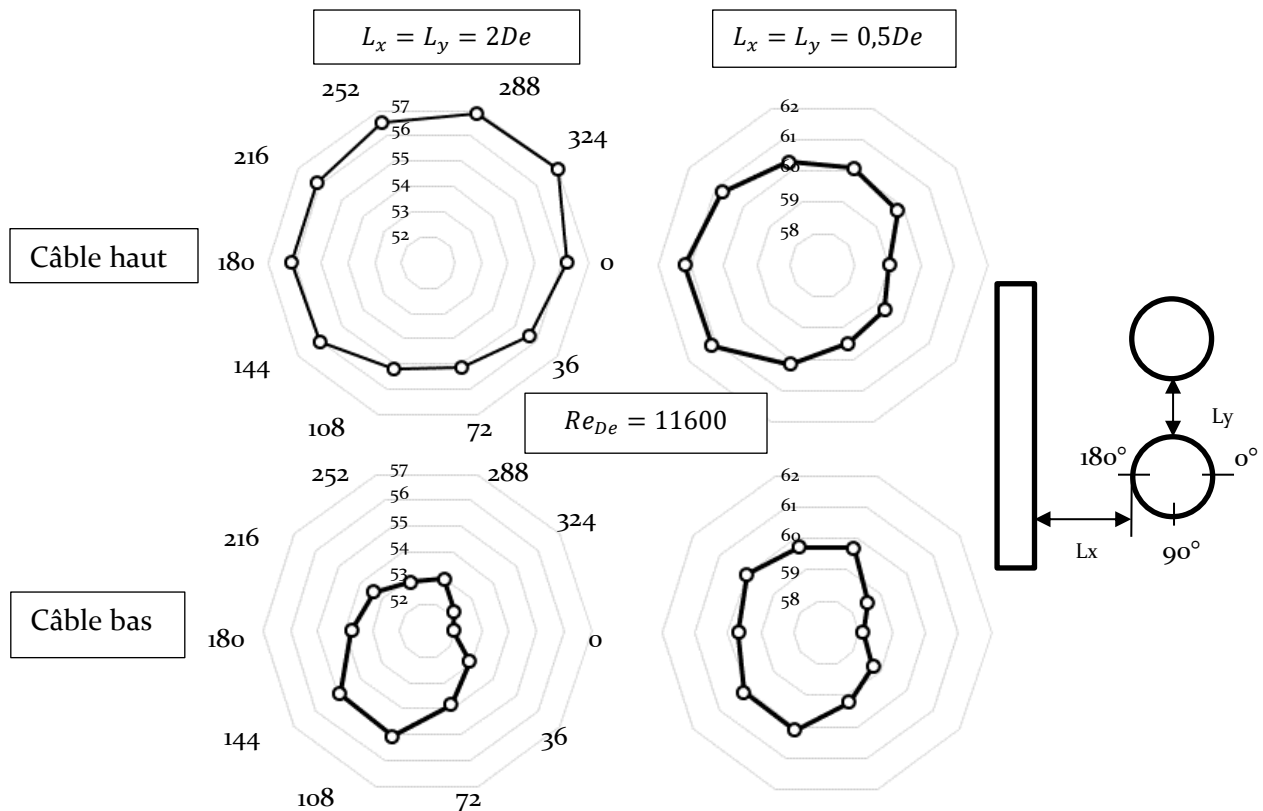


Figure 84 : Evolution du profil de température locale ($^\circ\text{C}$) pour chaque câble du groupe en nappe -
(a) $L_x = L_y = 2De$; (b) $L_x = L_y = 0,5De$ -

La différence avec le cas $L_x = L_y = 0,5De$ reste visible pour les deux câbles. Les deux profils se déportent vers la gauche, où est positionnée la paroi la plus proche, et présentent des températures supérieures au cas précédent de 4°C à 6°C. Les thermocouples situés en vis-à-vis sur chaque câble (0° - 180° pour le câble supérieur, 180° - 360° pour le câble inférieur) sont ceux ayant subi la plus forte montée en température, ce qui présume de l'interaction entre câbles.

V.2.2.1.2. Rayonnement thermique

Ce comportement se retrouve fortement sur les courbes de la Figure 85 présentant les profils locaux de flux radiatifs en surface du groupe de câble. Les deux configurations précédentes y sont présentées, la courbe de câble supérieur est retournée de 180° afin d'apprécier la symétrie par rapport au plan situé au milieu des deux câbles.

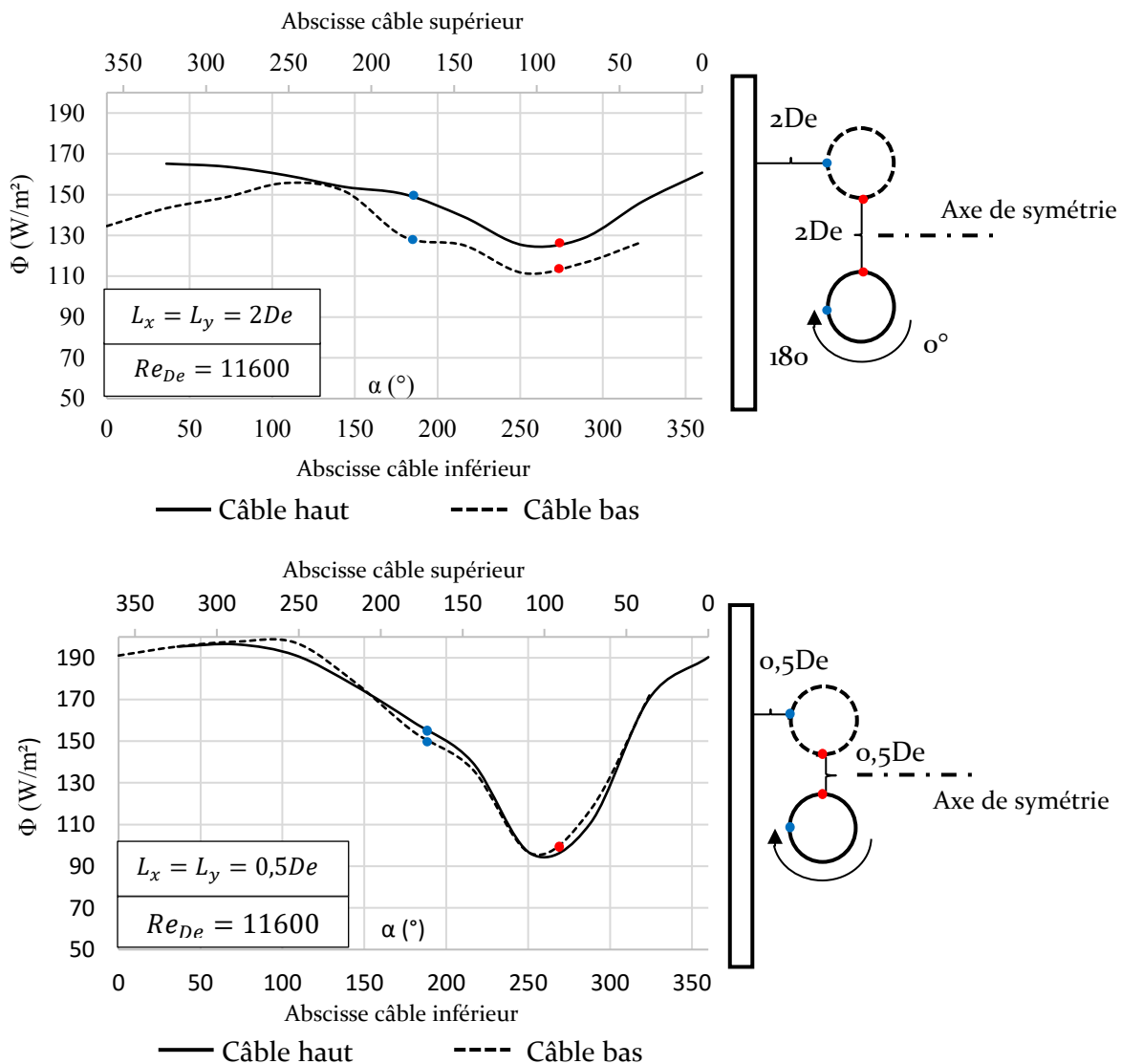


Figure 85 : Profils de flux radiatif locaux pour le cas de deux câbles en nappe verticale – (a) $L_x = L_y = 2De$; (b) $L_x = L_y = 0,5De$ –

La configuration $L_x = L_y = 2De$ montre un comportement globalement similaire de chacun des deux câbles. Le câble du haut échange relativement plus par rayonnement, ce qui représente l'impact des températures plus élevée de la Figure 84. Un certain effet du câble en vis-à-vis peut être observé avec une baisse, par rapport à la moyenne sur chaque câble, de 10% pour le câble supérieur et 14% pour le câble inférieur.

Les deux câbles de la configuration $L_x = L_y = 0,5De$ rayonnent de façon beaucoup plus symétrique. Cette seconde configuration présente deux évolutions majeures par rapport à la précédente. Le fait de rapprocher fortement les deux câbles provoque une augmentation de l'échange radiatif des surfaces hors confinement ($0^\circ - 130^\circ$ et $330^\circ - 360^\circ$). La proximité de la paroi, chauffée par le rayonnement des deux câbles, explique la chute de l'échange radiatif à 180° de par la diminution du gradient de température entre les câbles et la paroi (cf. IV.3.1). La proximité d'un second câble est ici clairement marquée, avec une seconde chute de 36% par rapport à la valeur moyenne du flux radiatif. Le gradient de température entre les deux câbles est en effet très faible en comparaison avec celui observé entre les câbles et les parois. Ceci induit un échange radiatif qui chute entre les surfaces des câbles en vis-à-vis.

L'augmentation du niveau moyen du rayonnement avec la diminution des espacements, observée sur les profils locaux, se retrouve sur le rayonnement moyen présenté sur les courbes de la Figure 86. Pour chacun des trois espacements à la paroi $L_x = 2De$, $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$, les trois espacements entre câbles L_y sont présentés. Chaque jeu de courbes est comparé au cas d'un câble seul à l'espacement L_x considéré.

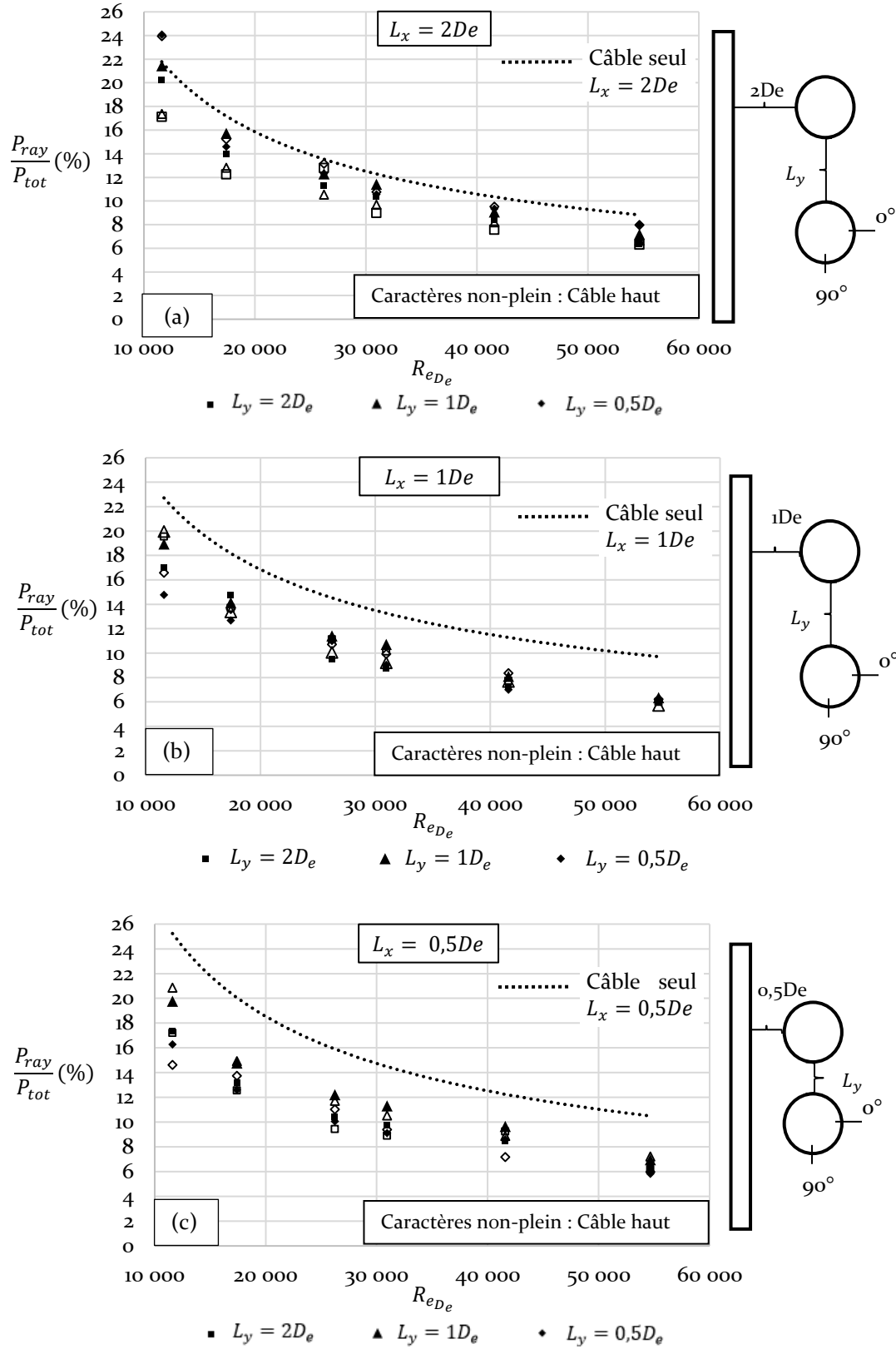


Figure 86 : Contribution radiative globale pour le cas de deux câbles en nappe verticale – Effet de l'espacement L_y pour les cas (a) $L_x = 2De$ (b) $L_x = 1De$ (c) $L_x = 0.5De$ –

Pour toutes les configurations étudiées, les parts radiatives tendent à se rejoindre avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci vient du fait de la forte augmentation de la part convective qui réduit les écarts pouvant être observés sur le rayonnement.

La part de rayonnement pour un groupe de deux câbles pour $L_x = 2De$ (cf. Figure 86) montre que le groupe a un effet globalement limitant pour des nombres de Reynolds supérieurs à $Re_{De} = 11600$, avec près de 17% de diminution, pour la moyenne des deux câbles, par rapport au cas du câble seul. Le fait d'approcher les câbles entre eux (diminution du L_y) a pour effet de diminuer la part du rayonnement dans l'échange thermique pour les cas $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$.

Le cas $L_x = 2De$ présente un phénomène inverse avec une légère augmentation de la part de rayonnement lorsque les câbles se rapprochent l'un de l'autre. Ce dernier phénomène, similaire à celui obtenu en approchant le cas du câble seul à une paroi, peut s'expliquer de la façon suivante :

Le faible espace entre les deux câbles (L_y) provoque une diminution des vitesses dans l'espace entre-câbles (cf. Figure 8o), ce qui diminue la part convective de l'échange de chaleur. Cette diminution locale se répercute sur les niveaux convectif moyens de chaque câble, ce qui a pour incidence une montée en température de la surface des câbles. La température des parois environnante étant toujours à température ambiante pour cette configuration (la paroi en vis-à-vis est à $L_x = 2De$ et les autres parois plus éloignées) le gradient de température entre les câbles et les parois augmente. Le rayonnement, basé sur ce gradient de température augmente donc légèrement.

Les cas du groupe espacé de la paroi de $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$ présente une diminution de la part radiative de chaque configuration par rapport au cas du câble seul, avec respectivement près de 26% et 32% de diminution en moyenne par rapport au cas du câble seul. Le fait d'avoir à la fois une paroi à température plus élevée (phénomène mesuré en Figure 71 pour un seul câble) ainsi que la surface chaude d'un second câble en vis-à-vis provoque une baisse des gradients de température entre un câble et son environnement. Ceci vient diminuer les échanges radiatifs par rapport au cas d'un câble seul rayonnant avec des parois à température ambiante.

La même augmentation de la part du rayonnement est observée lorsque L_y diminue. L'effet d'un groupe installé de façon très contrainte subit une chute importante des échanges radiatifs.

V.2.2.2. Profils de refroidissement locaux

L'impact de l'écoulement sur le refroidissement local du groupe de câbles en nappe verticale peut être observé sur les éléments de la Figure 87. Les deux configurations extrêmes $L_x = L_y = 2De$ et $L_x = L_y = 0,5De$ sont comparées pour $Re_{De} = 26220$. Les profils du câble supérieur sont retournés afin d'apprécier la symétrie du refroidissement convectif du groupe.

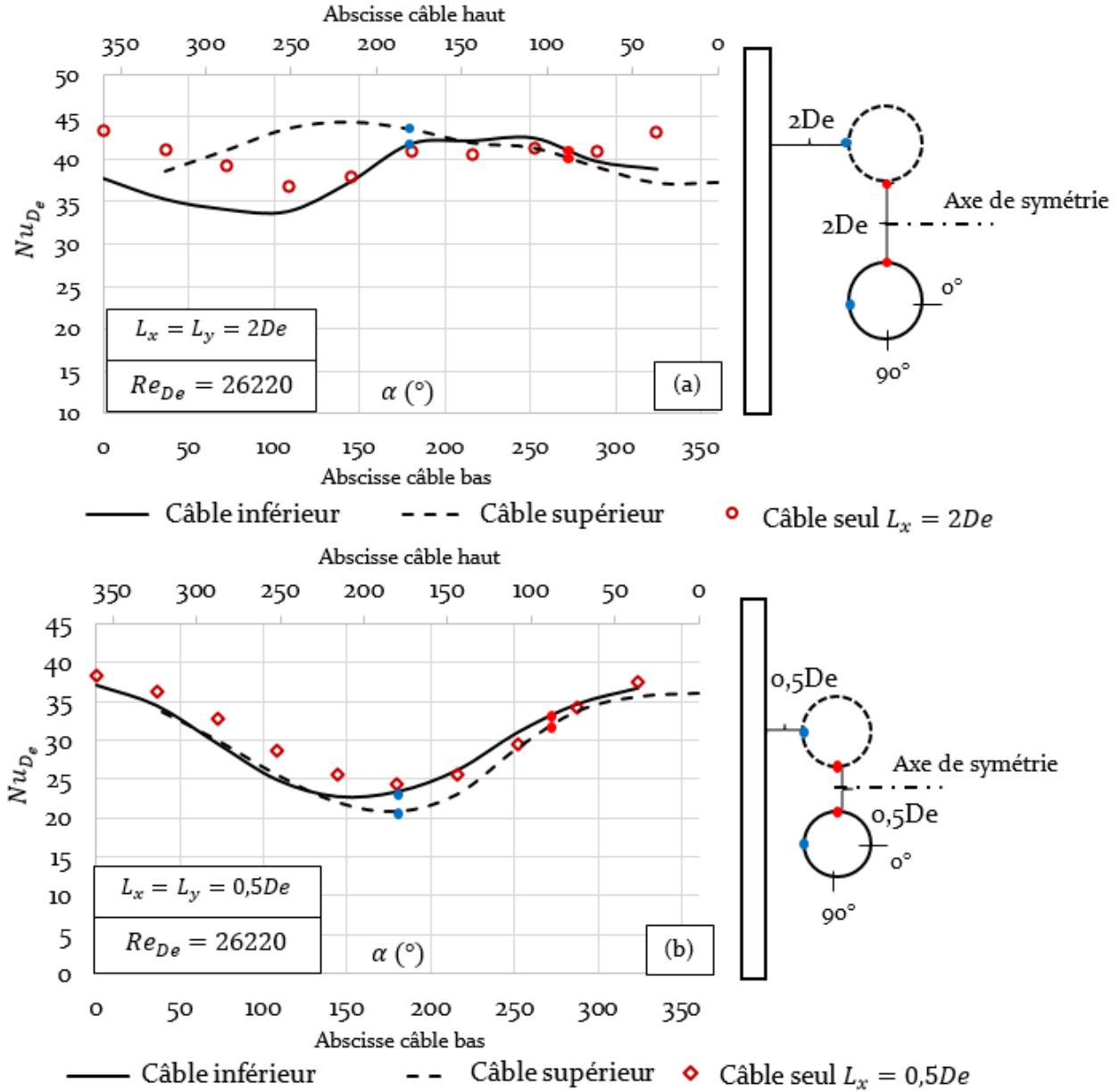


Figure 87 : Evolution du refroidissement convectif local expérimental pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe – Effet des espacements L_x et L_y pour les cas (a) $L_x = L_y = 2De$ (b) $L_x = L_y = 0,5De$

Pour un groupe de câbles espacés de $L_x = L_y = 2De$ sur la Figure 87-a, le refroidissement de chaque câble semble assez largement décorrélié l'un de l'autre, mais pas identique au moins sur une partie du pourtour. L'écart à la moyenne du nombre de Nusselt, pour chaque câble, est au plus de 2% pour le câble supérieur, 8% pour le câble inférieur. Une explication de ces différences peut venir de la conception même des câbles, conception inégale du fait des difficultés de montage des éléments et des dommages présents en certains endroits.

Ces profils de nombres de Nusselt ainsi que les profils de contrainte de cisaillement de la Figure 82 (Chapitre V.2.1.2) peuvent malgré tout accréditer le fait que le refroidissement de chaque élément d'un groupe est indépendant l'un de l'autre pour un espacement de $2De$ avec une autre surface, câble ou paroi.

Ce refroidissement est à l'inverse fortement impacté dans le cas de câbles en proche paroi et proches l'un de l'autre. Les courbes de la Figure 87-b présentent une symétrie importante, avec une chute globale du refroidissement. L'écart à la moyenne du nombre de Nusselt est ici largement plus important avec respectivement 36% et 28% pour les câbles supérieur et inférieur au niveau de la paroi (180°).

Une remontée du refroidissement est observée pour la partie entre câbles, par rapport au point à 180° . Ce dernier point peut être expliqué par le fait qu'une surface cylindrique a un effet moins marqué sur la vitesse de l'écoulement qu'une surface plane [8], comme observé précédemment sur les champs de vitesse de la Figure 81. Par contre le refroidissement dans cette zone reste plus faible par rapport aux surfaces non-confinées des câbles. Ces profils d'échange convectif (entre-câbles et câble-paroi) est cohérente avec les contraintes de cisaillement, dont la variation est représentée sur la Figure 82, où l'on observe une baisse importante de τ_w dans les zones en question.

Ces évolutions sont retrouvées numériquement par les simulations couplées OpenFOAM pour les cas de deux câbles en nappe. Les courbes de la Figure 88-a comparent les nombres de Nusselt locaux expérimentaux avec les profils numériques obtenus à 2,8 m de l'entrée de la veine numérique pour $Re_{De} = 26220$. Seul le câble inférieur est traité, le même profil numérique étant obtenu pour le câble supérieur. Les « bosses » observables entre 0° et 100° sont un effet d'un étirement trop important des mailles du maillage aux points de raccordement entre la surface cylindrique et le maillage du reste de la veine.

Le profil numérique du cas $L_x = L_y = 2De$ moyenne bien le profil expérimental, sans impact de la paroi ou du câble inférieur. Le cas $L_x = L_y = 0,5De$ est fortement impacté, avec un plateau de valeurs plus faible entre 150° et 310° . La chute est correctement obtenue expérimentalement avec un minimum au même niveau que le calcul numérique. Par contre l'impact du second câble est difficilement observable sur les thermocouples entre 200° et 300° , même si les valeurs de nombres de Nusselt dans cette zone sont moins élevées par rapport aux valeurs entre 50° et 150° .

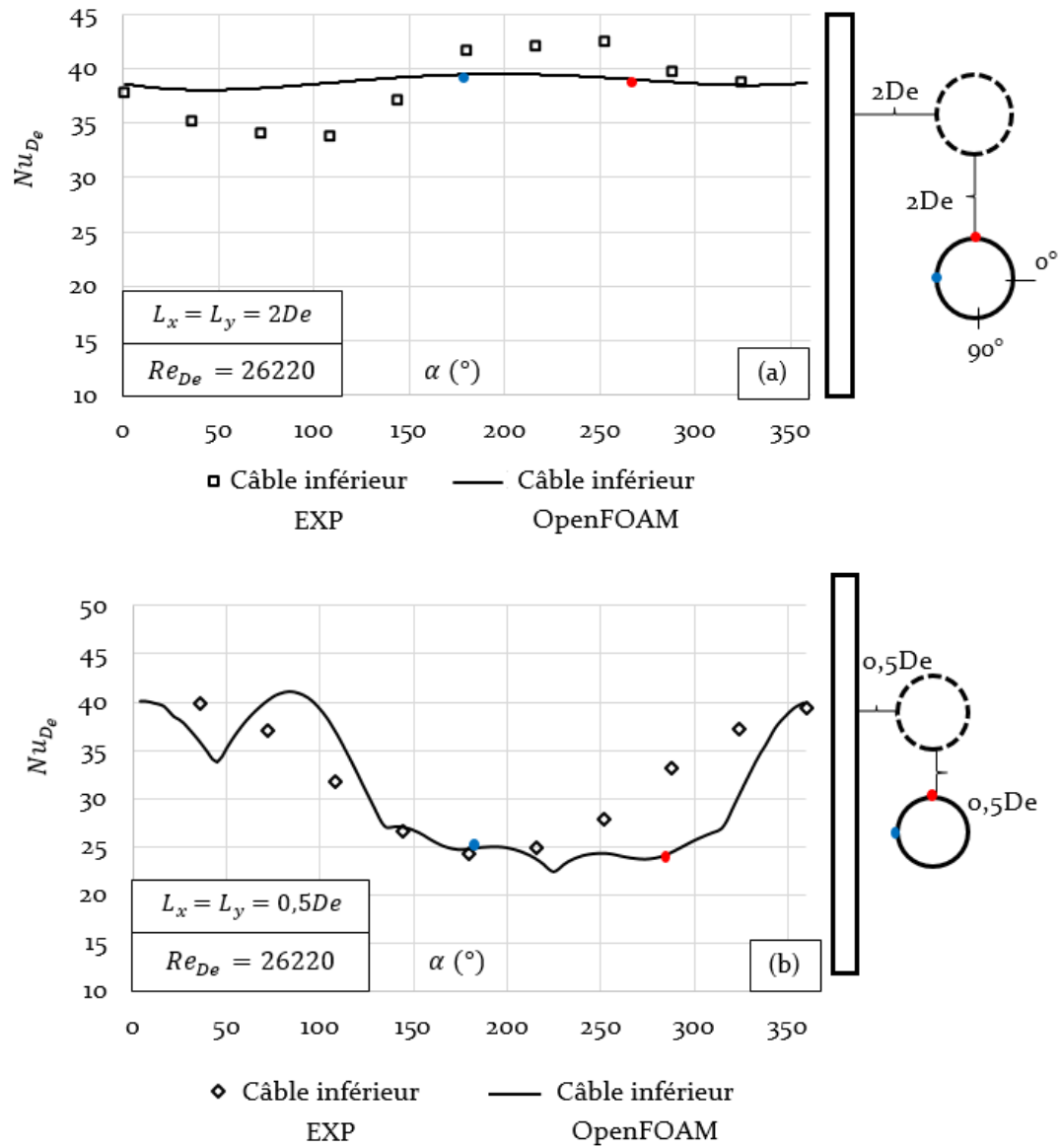


Figure 88 : Simulation numérique OpenFOAM du refroidissement convectif local pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe – Effet des espacements L_x et L_y pour les cas (a) $L_x = L_y = 2De$ (b) $L_x = L_y = 0,5De$

V.2.2.3. Impact sur le refroidissement moyen

Le refroidissement convectif moyen d'un groupe de deux câbles en nappe est étudié sur la base des graphiques de la Figure 89. Pour chacun des trois espacements à la paroi $L_x = 2De$, $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$, les nombres de Nusselt pour les trois espacements entre câbles L_y sont présentés. Chaque groupe de courbes est comparé au cas d'un câble seul à l'espacement L_x considéré. Les analyses concernent le groupe dans son ensemble, comme le refroidissement moyen des deux câbles est similaire.

Le refroidissement d'un groupe de deux câbles en nappe espacé de la paroi de $L_x = 2De$ est, pour la majeure partie des nombres de Reynolds testés, de même ordre de grandeur que celui d'un câble seul. Cette comparaison semble être beaucoup moins valable pour des nombres de Reynolds élevés, au-dessus de 4×10^4 , pour lequel le refroidissement du groupe est plus élevé que celui d'un câble seul. Cette augmentation, toujours présente en prenant en compte les intervalles de confiance respectifs, peut atteindre 20% à 25% pour les derniers nombres de Reynolds testés.

La prise en compte actuelle par les modèles existants de câbles en groupe espacés d'au-moins $L_y = 2De$ est de considérer leur membre comme thermiquement indépendant, et donc qu'ils aient chacun un refroidissement du même ordre de grandeur que celui d'un câble seul. Cette approximation est retrouvée pour une gamme de nombres de Reynolds entre 1×10^4 et 3×10^4 . L'effet d'un refroidissement forcé à plus haut nombre de Reynolds sur un groupe de câbles en nappe semble ici être plus important.

Ce refroidissement plus important d'un groupe de deux câbles par rapport à un câble seul au même espacement L_x est particulièrement visible pour les espacements $L_x = 1De$ et $L_x = 0,5De$. Pour des nombres de Reynolds inférieurs à 30 000, le cas $L_x = 1De$ présente un refroidissement comparable à celui d'un câble seul au même espacement en tenant compte des intervalles de confiance. L'écart augmente sensiblement pour des Nombres de Reynolds plus élevés. Le même comportement est observé pour le cas $L_x = 0,5De$, avec un refroidissement du cas le plus contraint ($L_x = L_y = 0,5De$) similaire à celui d'un câble seul au même espacement.

Ce refroidissement plus important d'un groupe par rapport à un câble seul est la conséquence de l'augmentation constatée de la contrainte de cisaillement présentée en V.2.1.2 sur la Figure 83. Cette augmentation observée pour le nombre de Reynolds le plus faible, semble s'amplifier avec le nombre de Reynolds.

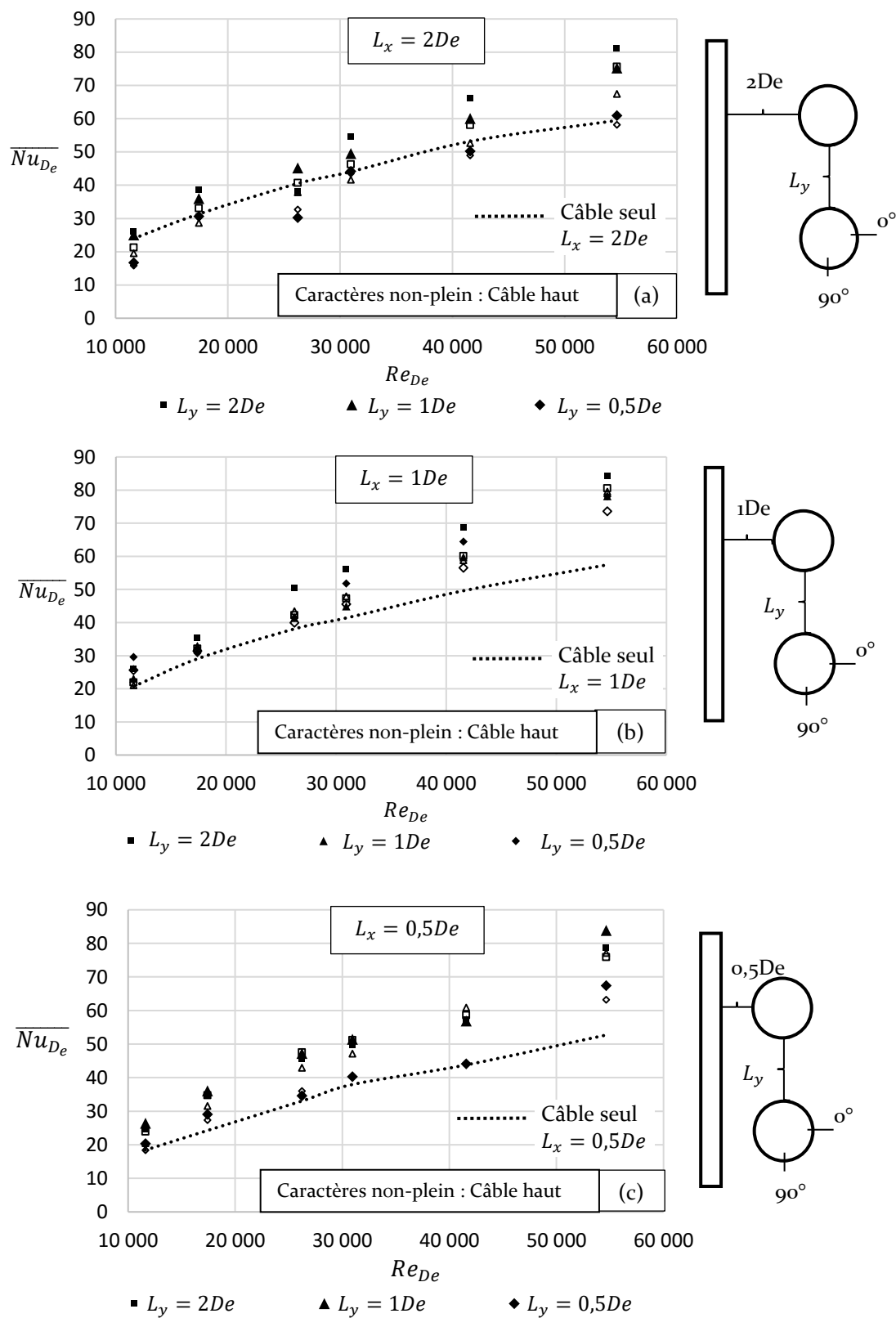


Figure 89 : Evolution du refroidissement convectif moyen pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe – Effet de l'espacement L_y pour les cas (a) $L_x = 2De$ (b) $L_x = 1De$ (c) $L_x = 0,5De$ –

V.2.3. Généralisation des résultats pour le cas de trois câbles en nappe verticale

Une étude a été réalisée afin de savoir si les résultats du cas précédent sont applicables à des géométries plus générales telles qu'une nappe de trois câbles ou davantage.

Une simulation OpenFOAM d'un cas trois câbles a été réalisée pour deux nombres de Reynolds (11600 et 26200) sur un demi-domaine de calcul du cas trois câbles, en utilisant la symétrie (cf. schéma de la

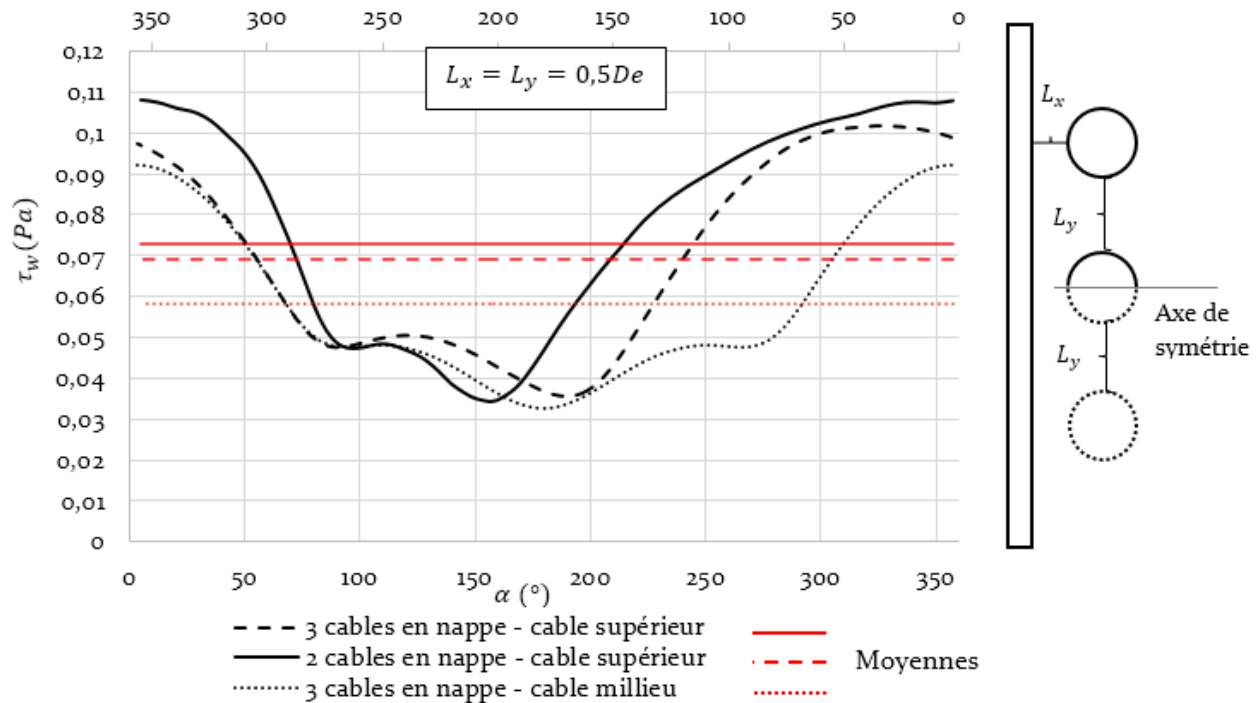


Figure 90. Le calcul réalisé sur 1 222 400 éléments modélise l'écoulement seul avec le solveur simpleFoam ($0,07 < y^+ < 0,17$).

La comparaison entre l'effet d'un écoulement pour $Re_{De} = 11600$ autour de deux et trois câbles est faite sur la Figure 90. On observe une très grande similitude des profils de la contrainte de cisaillement entre les deux configurations. Le câble supérieur de la configuration trois câbles est impacté légèrement différemment mais les niveaux de cisaillement, en particulier entre les câbles, sont identiques.

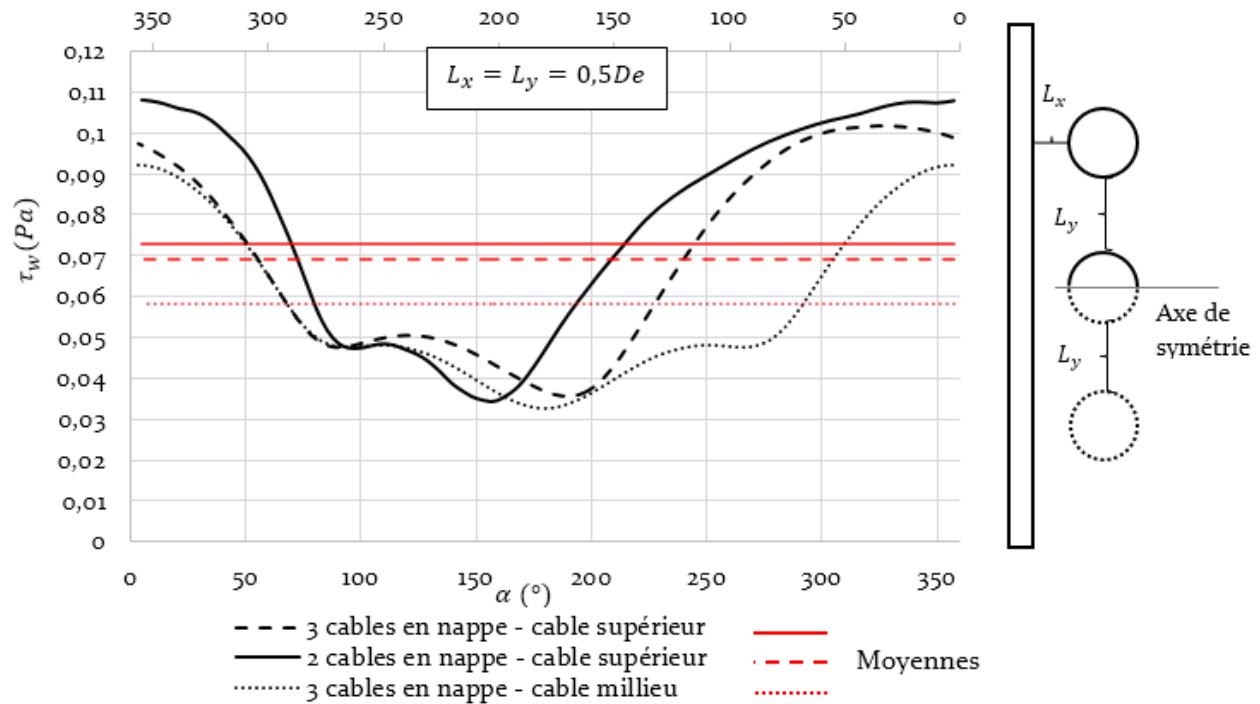


Figure 90 : Comparaison des contraintes de cisaillement en surface de câbles pour les cas 2 et 3 câble en nappe verticale – $Re_{De} = 11600$

L'évolution pour le câble central est différente des deux autres câbles en cumulant les impacts des câbles qui l'encadrent. La moyenne du cisaillement du câble central est de 16% inférieure à la moyenne des deux autres câbles, préjugant d'un refroidissement moins important pour ce câble.

La baisse pour le câble central peut être expliquée par les champs de vitesse de la Figure 91. Celui-ci est impacté par les deux zones de confinement créées par la présence des autres câbles au-dessus et en-dessous, diminuant les vitesses en surface du câble central à 90° et 270° . Le champ de vitesse entre la paroi et le câble central est similaire pour les deux nappes, expliquant le fait que la chute à 180° du cisaillement pour tous les câbles est identique (autour de 0,03 Pa).

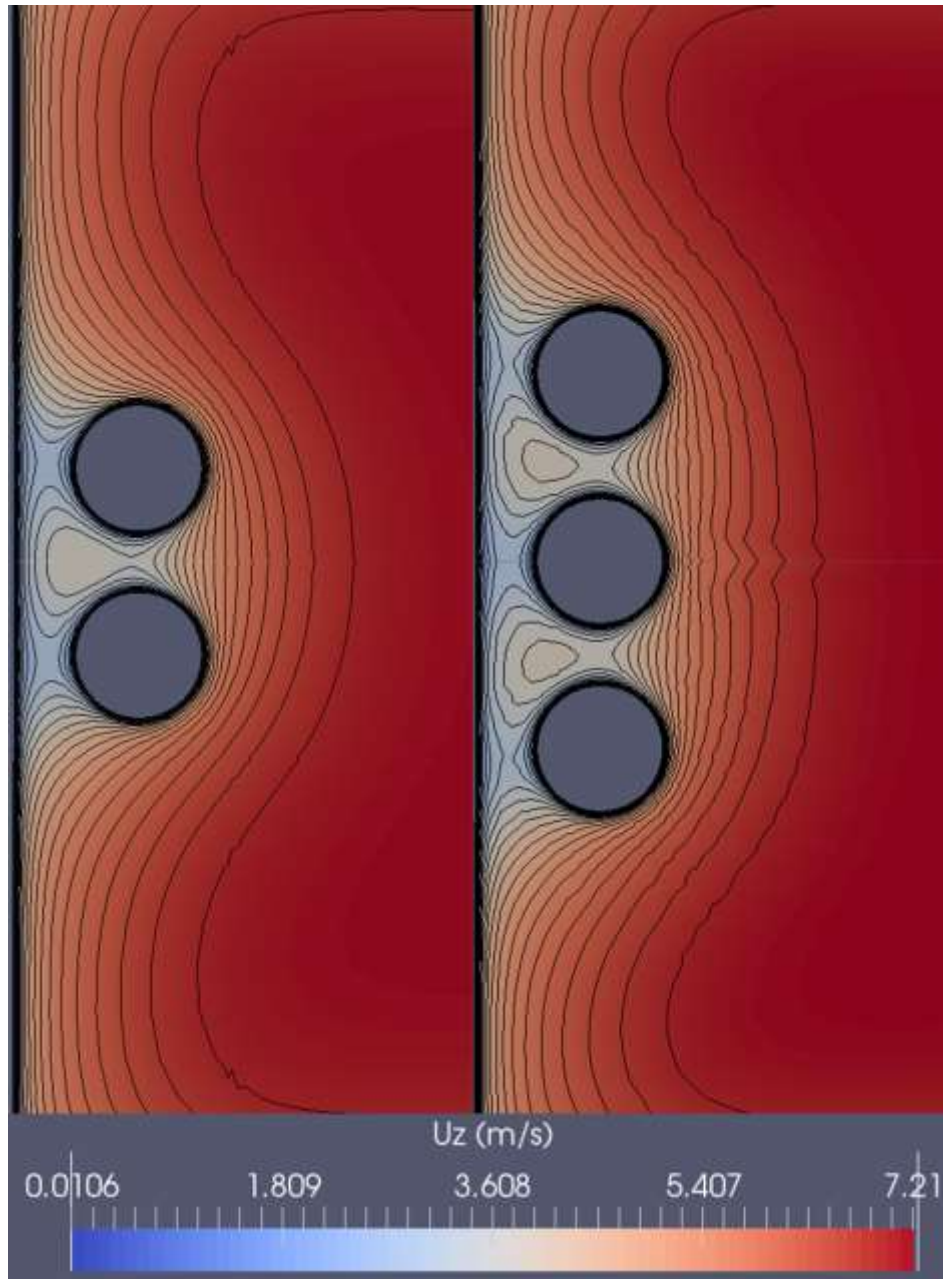


Figure 91 : Champs de vitesse pour les cas 2 et 3 câbles en nappe verticale – $Re_{De} = 11660$

V.3. Groupe de câbles en trèfle jointif

V.3.1. Dynamique de l'écoulement

V.3.1.1. Champ de vitesse

Le champ de vitesse autour du groupe trèfle jointif peut être observé sur la Figure 92. Ce champ est, loin du groupe, de même nature que pour celui d'un câble seul. La particularité de l'écoulement autour d'une forme trèfle est visible aux trois coins du trèfle où un déficit de vitesse est observé (cf : zoom sur la Figure 92).

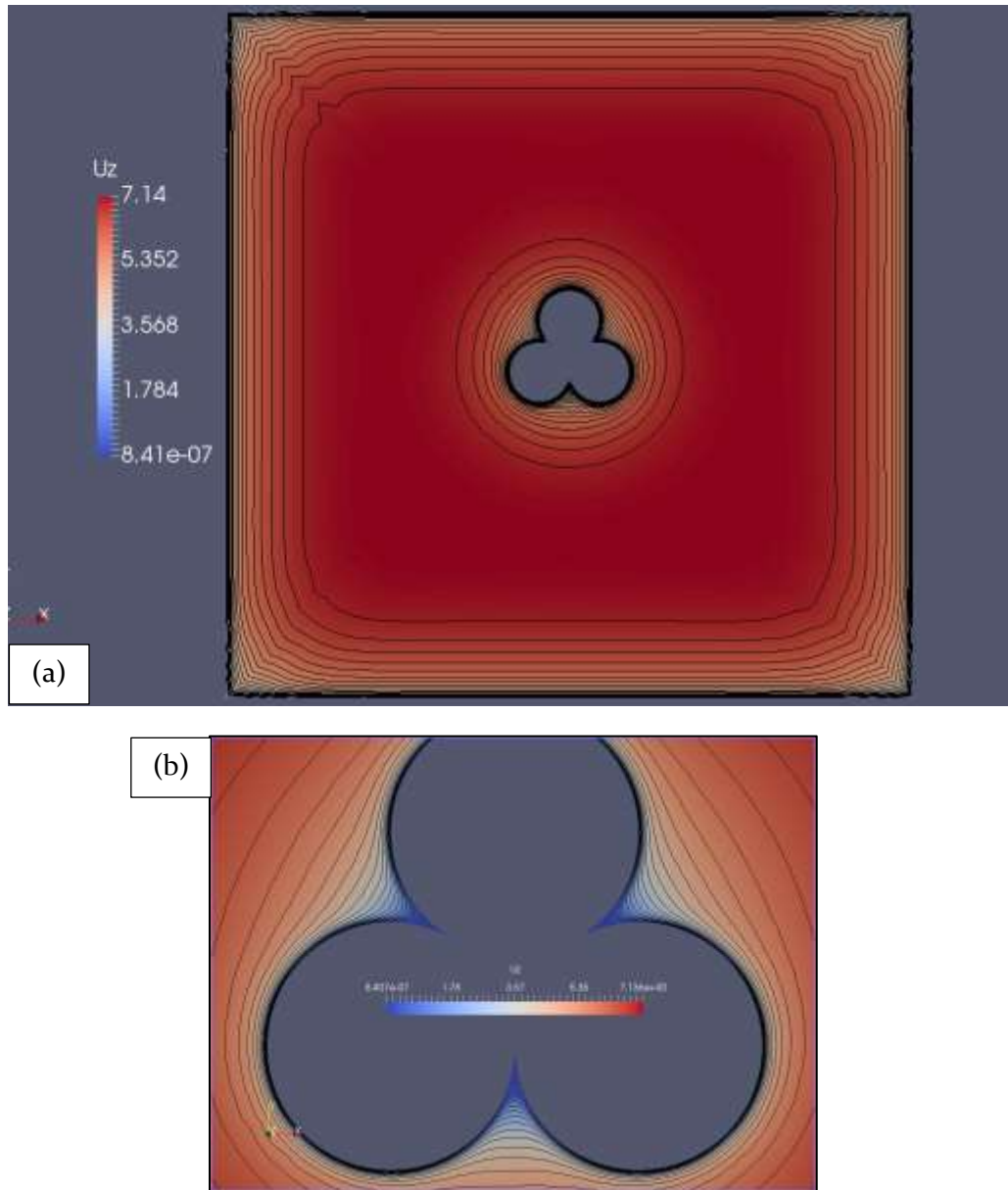


Figure 92 : Champs de vitesse (a) et (b) pour le cas d'un groupe de câbles en trèfle central – $Re_{De} = 11600$

V.3.1.2. Cisaillement à la paroi du câble

L'impact de l'écoulement sur le profil de contrainte de cisaillement est présenté en Figure 93 pour le cas trèfle central et $L_x = 1De$. L'impact de l'espacement à la paroi peut être clairement observé sur le câble de gauche avec une chute du cisaillement pour toute la partie en vis à vis avec la paroi ($108^\circ - 252^\circ$). Un impact est aussi visible sur la partie gauche du câble supérieur ($144^\circ - 216^\circ$). L'espacement plus faible provoque là encore une baisse de la vitesse dans la zone confinée, ce qui diminue les gradients de vitesse en surface de câble dans cette zone, laissant présager un refroidissement moins important pour le câble de gauche dans la configuration proche paroi.

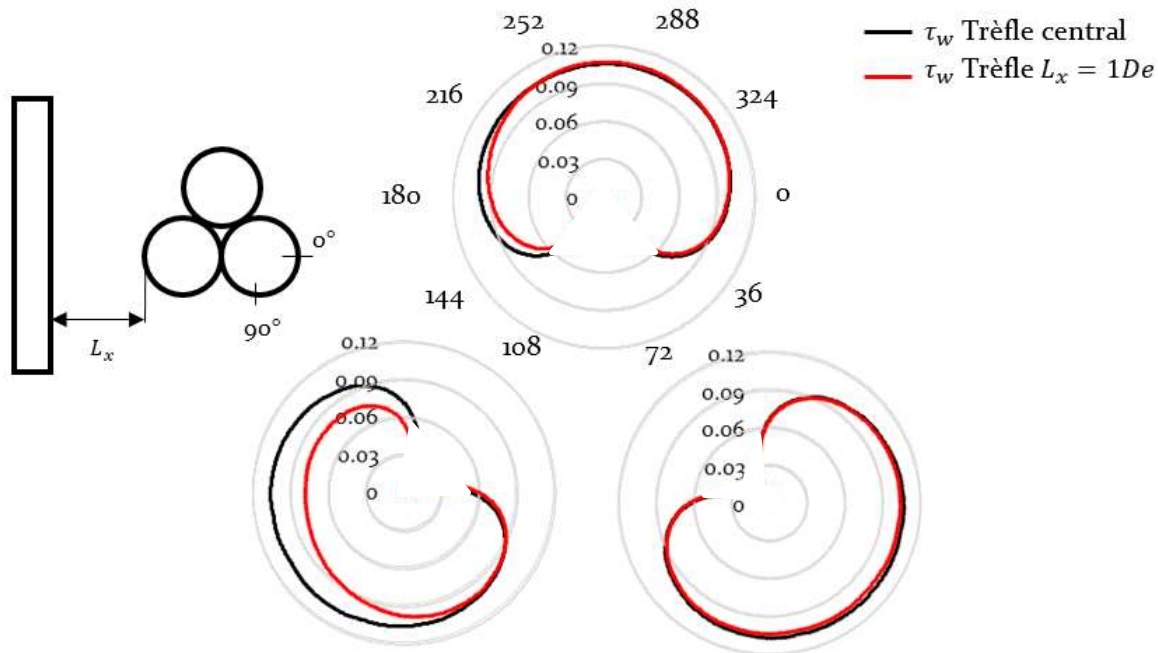


Figure 93 : Profils de contrainte de cisaillement à la paroi des câbles du groupe trèfle jointif central
 – $Re_{De} = 11600$

V.3.2. Echanges thermiques

V.3.2.1. Part du rayonnement

V.3.2.1.1. Profil de température sur le câble

Les câbles en trèfle jointif présentent un profil de température centré sur le centre géométrique de la configuration, comme on l'observe sur la Figure 94. Ceci est dû aux zones de contacts entre les câbles qui sont les plus chaudes du fait de l'absence de convection et de rayonnement. La zone centrale est-elle plus chaude du fait de la très faible convection (le débit d'air n'y est que résiduel) et du faible échange radiatif entre des surfaces à température très proches.

Ce profil évolue légèrement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci provoque une contraction des profils, l'échange de chaleur étant plus important sur les surfaces externes, tandis

que les températures centrales augmentent. Les températures du câble de droite sont globalement plus faibles et viennent du fait que sa résistivité électrique est plus faible de 7%.

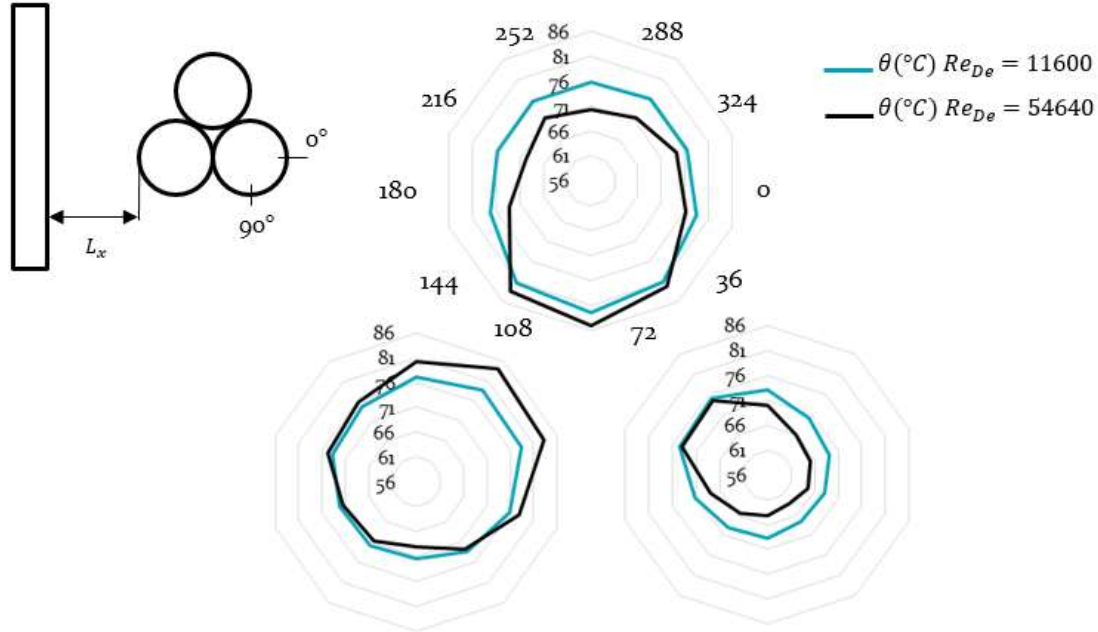


Figure 94 : Profils de température pour le cas d'un trèfle jointif central pour $Re_{De} = 11600$ et $Re_{De} = 26200$

Le déplacement d'un trèfle jointif vers la paroi impacte légèrement ce profil. La Figure 95 présente les profils d'écart de température $\Delta\theta_{min}$ calculés, par la formule (91) à partir des minima de température sur chaque câble du groupe.

$$\Delta\theta_{min} = \theta_{i,\alpha} - \theta_{i,min} \quad (91)$$

$\theta_{i,\alpha}$: Température sur le câble i à la position angulaire α .

θ_{min} : Température minimale sur le câble i.

La diminution de l'espacement L_x provoque une augmentation de la température de l'ensemble du groupe. Le profil de température du câble supérieur garde la même orientation avec un maximum de température sur sa surface en contact avec les autres câbles. Le déplacement du groupe trèfle vers une paroi provoque une surchauffe plus importante dans l'espace entre-câbles, du fait de la très faible convection.

Celle-ci est de près de 100% pour le câble supérieur (à 90°) et le câble gauche (à 288°). Le câble de droite est lui moins impacté avec une augmentation de 50% (à 216°).

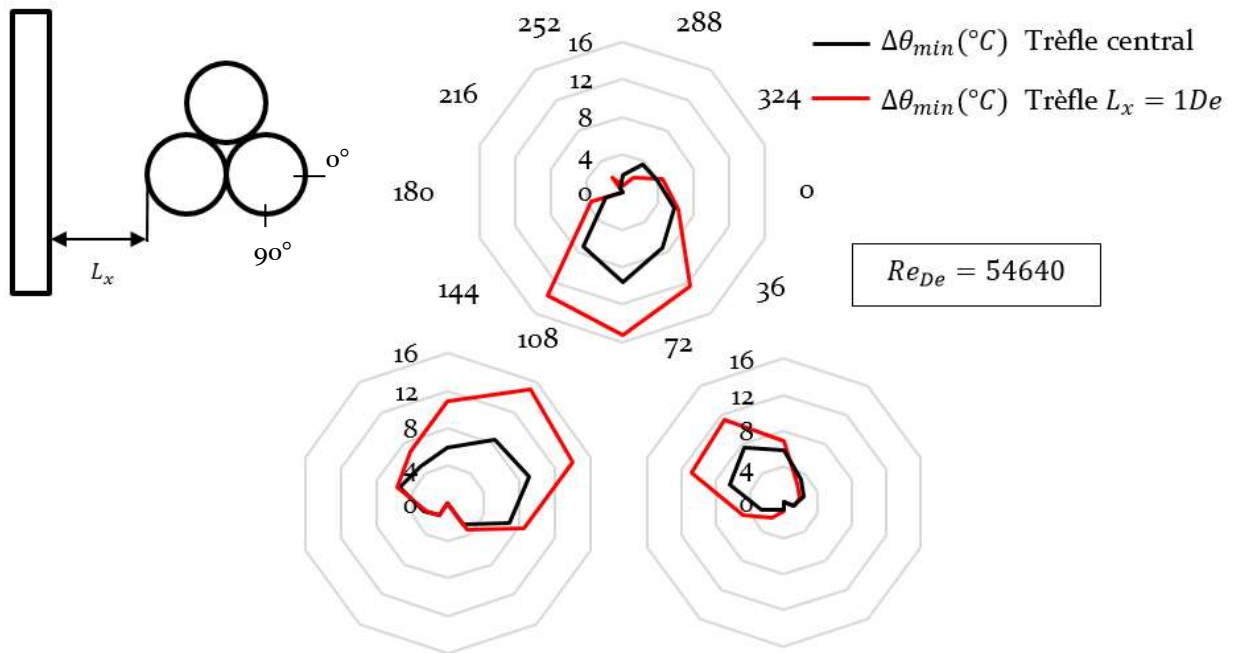


Figure 95 : Comparaison des profils de température des deux configurations de trèfle jointif central et $L_x = 1De$

V.3.2.1.1. Rayonnement thermique

Les échanges radiatifs des deux configurations de trèfle sont présentés sur la Figure 96. Les trois câbles échangent quasi exclusivement avec les parois de la galerie, le câble supérieur échangeant 8% de plus. La paroi supérieure de la veine échange en effet principalement avec le câble supérieur, là où les deux câbles du bas échangent tous deux avec la surface du bas. Celle-ci absorbe donc plus de calories, ce qui diminue l'écart de température entre câbles et cette paroi, réduisant la quantité de rayonnement une fois le régime permanent atteint. Le fait que le câble supérieur soit aussi plus résistif va aussi avoir une part dans cette augmentation des échanges radiatifs.

Un échange radiatif est aussi observable entre le câble supérieur et les deux autres de par les valeurs négatives du flux rayonné obtenu pour les câbles inférieurs au niveau des surfaces internes. Le câble supérieur étant plus chaud que les deux autres, un faible échange radiatif existe pour les surfaces de la zone centrale.

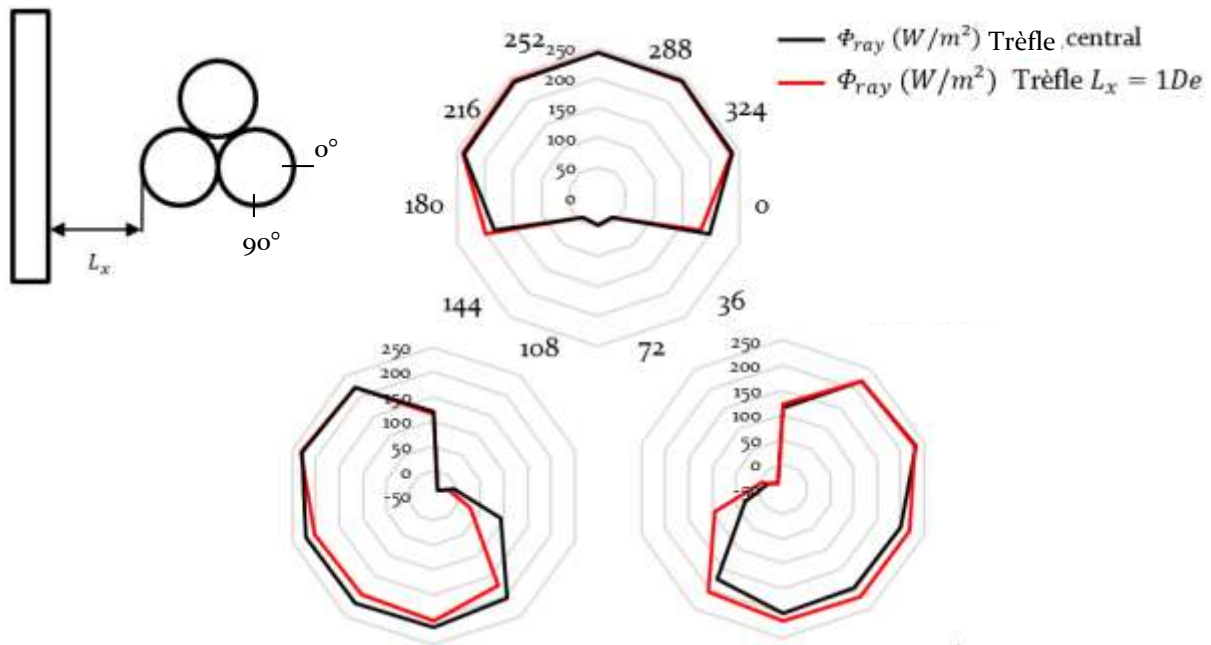


Figure 96 : Profils de flux radiatif pour le cas de deux configurations du trèfle jointif central et $L_x = 1De$

Le refroidissement radiatif moyen du cas trèfle central et en proche paroi est présenté en Figure 97, comparé avec le cas d'un câble seul au centre de la veine.

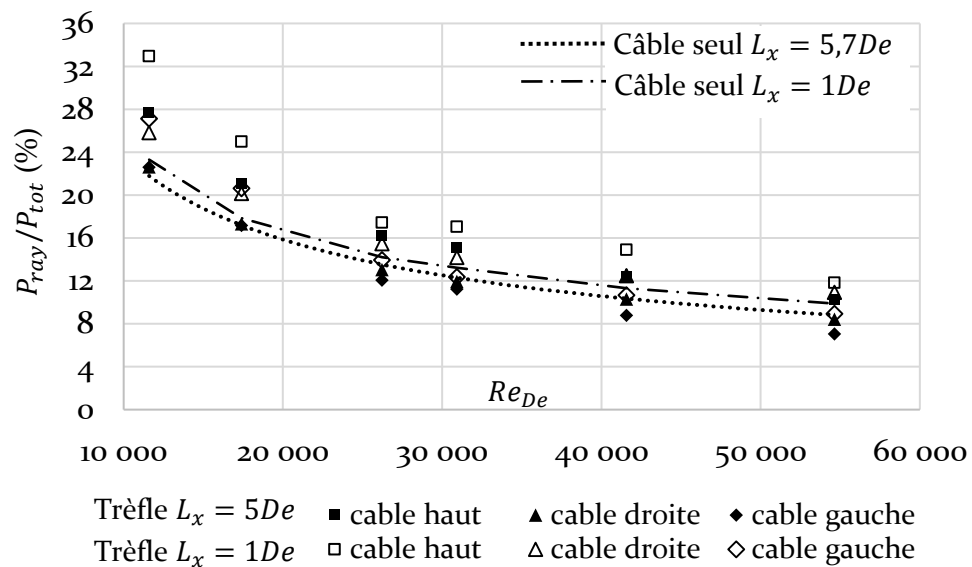


Figure 97 : Part du rayonnement pour la configurations de trèfle jointif central ($L_x = 5De$) et en proche paroi $L_x = 1De$

On observe un niveau moyen d'échange radiatif similaire pour les deux configurations, avec un échange moyen plus élevé pour le câble supérieur, cohérent avec les niveaux plus élevés des échanges locaux précédemment présentés. Ce résultat, ajouté au fait que la structure de l'écoulement autour du trèfle est aussi similaire au cas d'un câble seul au centre de la galerie, agrmente l'idée d'une prise en charge similaire au niveau des lois de refroidissement présentées en partie VI.4. En particulier, le câble de droite, le plus éloigné de la paroi, suit bien l'évolution du câble seul.

Approcher le trèfle d'une paroi a pour effet d'augmenter globalement la part de rayonnement du groupe. Cette augmentation est particulièrement visible pour les nombres de Reynolds $< 20\,000$. Le câble le plus proche de la paroi (câble de gauche) rayonne légèrement moins que les autres câbles pour $Re_{De} < 15\,000$ puis, cette diminution devient moins prononcée. En effet, pour les nombres de Reynolds inférieurs à $20\,000$, la part de rayonnement pour le câble de gauche devient plus élevée que celle du câble de droite, jusqu'à approcher celle du câble supérieur pour $Re_{De} < 50\,000$. C'est ici l'influence de l'espacement à la paroi L_x déjà observée pour les configurations traitées précédemment. La part de rayonnement augmente lorsque la distance à la paroi diminue du fait de la chute du refroidissement convectif de la zone confinée des câbles.

V.3.2.2. Profils de refroidissement locaux

Le refroidissement local du groupe trèfle est analysé en Figure 98, pour deux positions dans la galerie, au centre et à $L_x = 1De$ de la paroi. Celui-ci est étudié en traçant les valeurs calculées par l'équation (92) :

$$\Delta Nu_{De} = Nu_{De} - Nu_{De_{min}} \quad (92)$$

où $Nu_{De_{min}}$ est le nombre de Nusselt minimum sur l'échantillonnage spatial à la position des thermocouples. Le calcul est fait pour chaque câble indépendamment. La zone de 60° d'arc de chaque câble située face à la zone centrale du groupe trèfle n'a pas été retirée pour le calcul des nombres de Nusselt, afin de ne pas diminuer le nombre de points pour la méthode inverse.

Le refroidissement convectif est bien situé sur les surfaces extérieures des câbles du groupe en question avec, pour les câbles du bas un refroidissement principalement localisé sur les surfaces inférieures.

Le déplacement du groupe en proche paroi n'a d'impact important que sur le câble le plus proche de la paroi (câble de gauche). Une chute globale du refroidissement est observée avec très peu d'effets localisés.

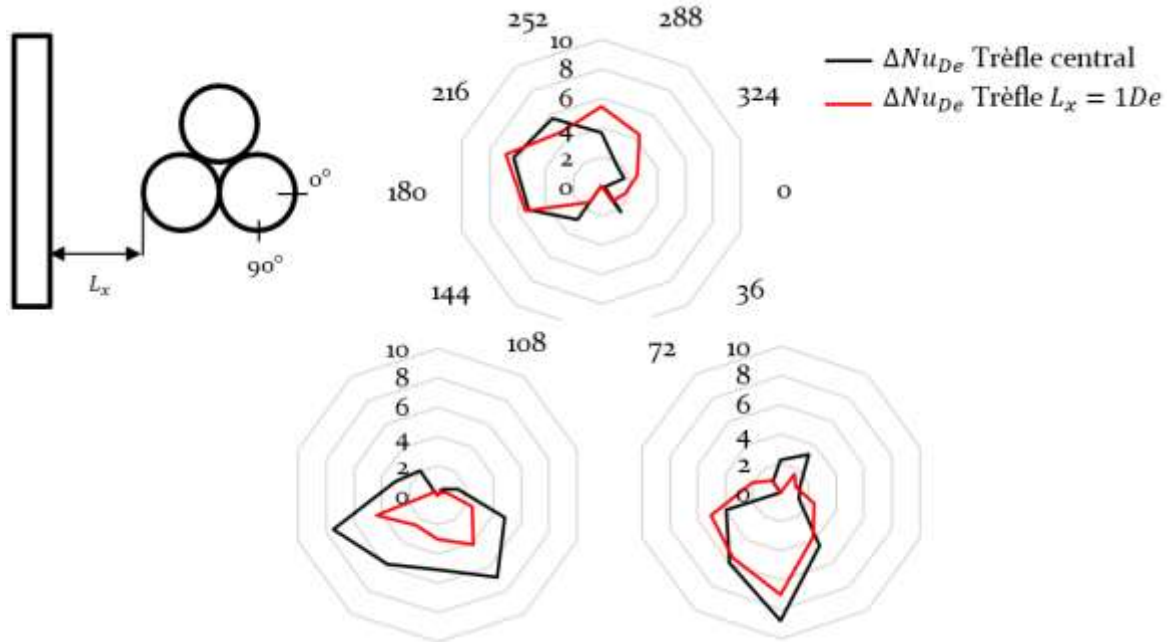


Figure 98 : Profils de refroidissement local pour deux configurations d'un groupe trèfle

V.3.2.3. Impact sur le refroidissement moyen

Le refroidissement moyen du groupe trèfle en milieu de veine est comparé, sur la Figure 99 à celui de deux configurations du câble seul, $L_x = 5,7De$ et $L_x = 0,5De$, afin d'apprécier l'effet d'un groupe par rapport à deux positions extrêmes.

Le refroidissement du groupe trèfle central est largement inférieur à celui observé pour un câble seul même dans une position défavorable au refroidissement, montrant bien l'effet délétère de la mise en contact de trois sources de chaleur. On observe que le refroidissement moyen du câble supérieur est plus faible que celui des autres câbles du groupe. Ce point est un effet direct de la résistivité électrique plus élevée de ce câble, dû à la conception manuelle légèrement différente des câbles (certains ayant plus ou moins de cuivre dans leur âmes). Le résultat plus « intuitif » serait de n'avoir aucune différence majeure entre les câbles du fait de la symétrie de l'écoulement autour du trèfle au milieu de la veine.

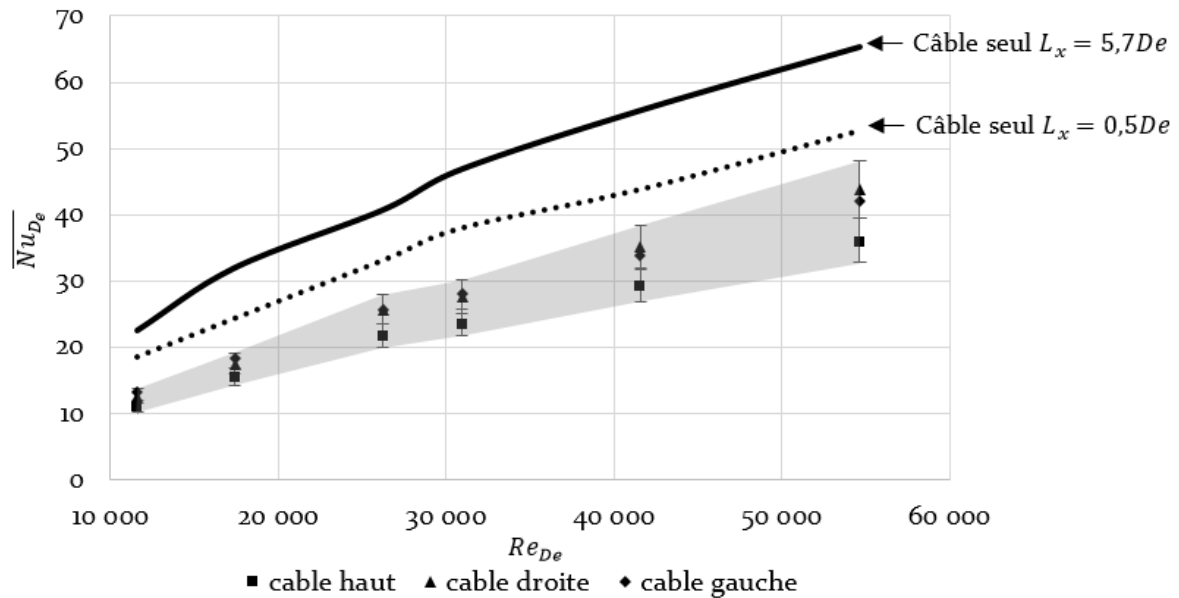


Figure 99 : Comparaison du refroidissement entre les cas câble seul et trèfle jointif central

Le fait de déplacer le groupe trèfle en proche paroi ($L_x = 1De$) a pour effet d'abaisser encore le niveau du refroidissement de l'ensemble, comme observé en Figure 100. De plus le refroidissement moyen du câble de gauche, près de la paroi, est légèrement plus affecté. La dépréciation du refroidissement de ce câble est plus importante avec l'évolution du nombre de Reynolds, ce qui vient du fait que plus le Reynolds augmente, plus l'écoulement autour du câble de gauche est impacté par le confinement. Son refroidissement augmente donc moins fortement, en allant approcher celui du câble supérieur.

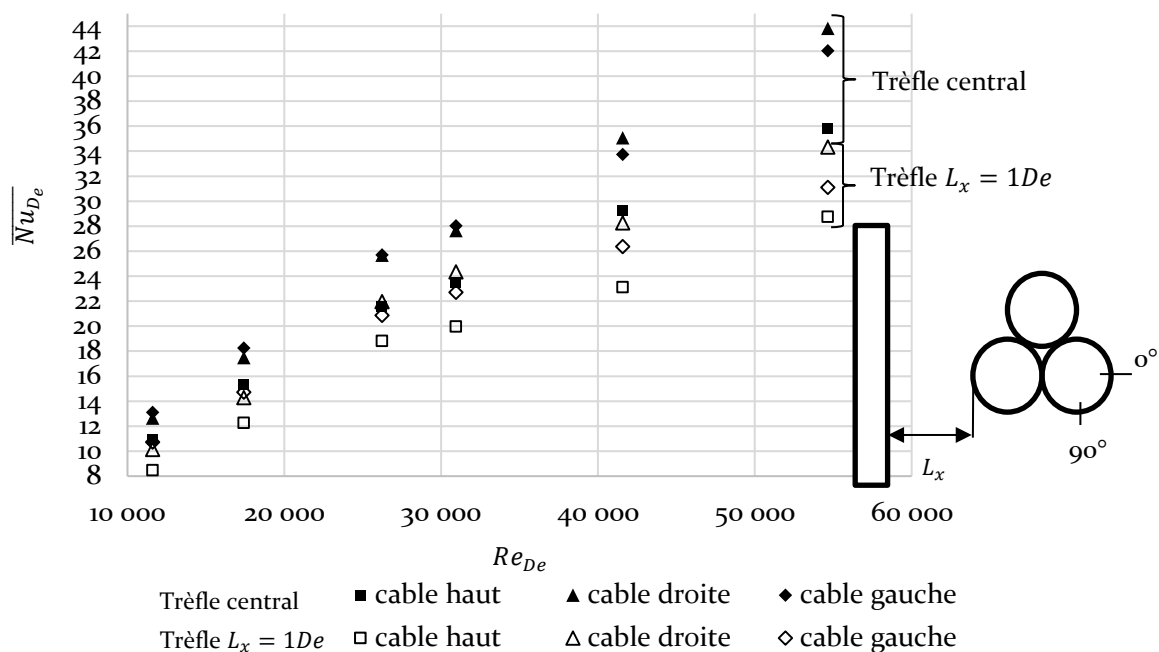


Figure 100 : Impact de l'espacement sur le refroidissement convectif d'un groupe de câbles en trèfle

V.4. Conclusion

Le refroidissement de deux types de groupes de câbles a été étudié et présente deux conclusions majeures.

- Une indépendance thermique est observée lors de l'installation de deux câbles en nappe verticale à plus de $L_x = 2De$ d'une paroi ou $L_y = 2De$ l'un de l'autre. Une diminution des espacements étudiés a un impact négatif sur le refroidissement convectif. Par contre le refroidissement convectif du groupe reste, pour tous les cas, plus important que dans le cas d'un seul câble au même espacement (cf. Figure 89), avec une augmentation des échanges thermiques convectifs de près de 20% pour des nombres de Reynolds élevés (correspondant en installation réelle à une ventilation de 4 m.s^{-1} à 5 m.s^{-1} en galerie). Néanmoins, toutes conclusions sur l'échange global doivent être tempérée du fait que l'échange radiatif diminue pour le cas de deux câbles (cf. Figure 86).
- Le cas d'un groupe de câble en trèfle est bien différent du fait de la mise en contact de trois sources de chaleur. Le refroidissement convectif est bien en deçà du cas d'un câble seul, avec une dépréciation plus importante du refroidissement du câble supérieur. De plus, une installation d'un trèfle à proximité d'une paroi diminue l'échange thermique du câble le plus proche de cette paroi.

Chapitre VI

Détermination des lois de comportement thermique

VI.1. Stratégie de modélisation.....	135
VI.1.1. Forme des lois retenues.....	135
VI.1.2. Méthode de détermination.....	136
VI.2. Câble seul.....	137
VI.2.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi.....	137
VI.2.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat.....	138
VI.3. Groupe de deux câbles en nappe verticale.....	139
VI.3.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi et entre câbles.....	139
VI.3.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat.....	140
VI.4. Groupe de trois câbles en trèfle	141
VI.4.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi.....	141
VI.4.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat.....	143
VI.5. Impact sur le dimensionnement d'une liaison.....	144
VI.5.1. Impact sur la valeur d'IMAP.....	144
VI.5.2. Limitations & commentaires.....	146
VI.6. Conclusion.....	147

Chapitre VI

Détermination des lois de comportement thermique

VI.1. Stratégie de modélisation

VI.1.1. Forme des lois retenues

Les lois de refroidissement sont recherchées sous la même forme que celles développées par Weedy et El Zayyat [40]. Les constantes doivent, dans cette formulation, être évaluées pour chaque configuration et ne tiennent compte de l'espacement que de façon binaire (une valeur seuil d'un espacement de $2De$ est définie comme limite de validité de chaque coefficient).

Le complément proposé est de modifier la valeur « C_l » et la puissance « n » par des fonctions variant avec les espacements L_x, L_y . La formule (93) ci-dessous permet une prise en compte des cas simplifiés (câbles seuls) et groupes (nappe de câbles et trèfle) en faisant varier les paramètres L_x et L_y .

$$\overline{Nu}_{De} = C_l \left(\frac{L_x}{De}, \frac{L_y}{De} \right) R_{eDe}^{n(L_x, L_y)} \quad (93)$$

Avec :

$$C_l \left(\frac{L_x}{De}, \frac{L_y}{De} \right) = 0,055 - 0,019 e^{-\frac{1}{De} L_x} + 0,025 e^{-\frac{0,039}{De} L_y} \quad (94)$$

$$n \left(\frac{L_x}{De}, \frac{L_y}{De} \right) = 0,65 - 0,01 \frac{L_x}{L_y} \quad (95)$$

Pour $11600 \leq Re_{De} \leq 54640$,

$De/a = 11,5; 0,5De \leq L_x \leq 5,7De$

$0,5De \leq L_y \leq 2De$

VI.1.2. Méthode de détermination

La loi a été déterminée en deux étapes. Une loi pour un seul câble en galerie a été développée en étudiant l'évolution de la fonction $Nu_{De}/Re_{De}^{0,65} = C_l(L_x/De)$ avec l'espacement L_x . Celle-ci est présentée en Figure 101.

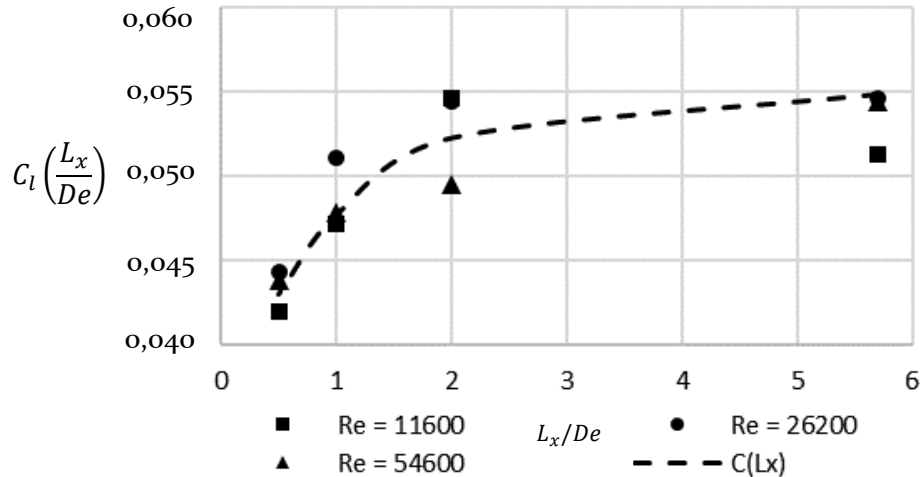


Figure 101 : Evolution de la fonction $C_l(L_x/De)$ pour trois nombres de Reynolds

Une fois cette évolution caractérisée, cette loi a servi de base pour la recherche des formules (94) et (95) applicables pour un groupe de deux câbles. Les constantes proposées ont été obtenues par optimisation numérique (TableCurve 3D©) afin de représenter au mieux les données expérimentales (cf : Figure 102).

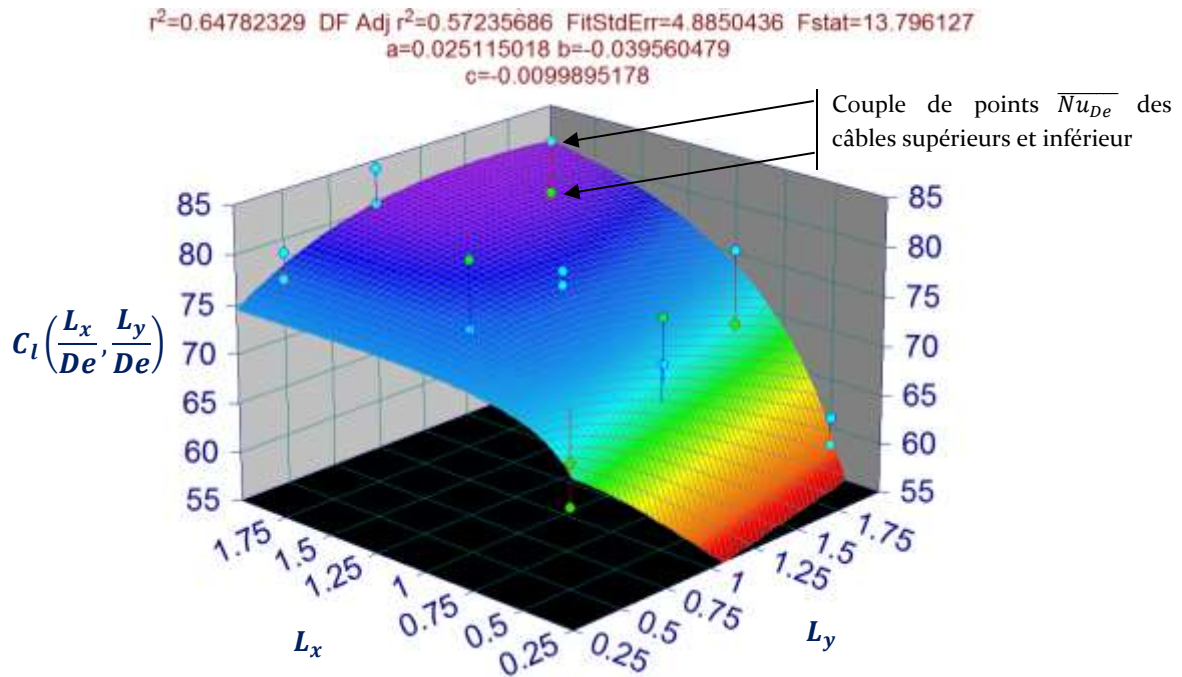


Figure 102 : Optimisation des constantes des formules (94) et (95)

Le logiciel en question permet de comparer un très grand nombre de fonctions analytiques ou fournies par l'utilisateur et les classes par leur niveau d'adéquation (r^2) avec le tableau de valeur fournies. Pour le cas deux câbles, le tableau est constitué de couples de points correspondant au nombre de Nusselt moyen pour chaque câble. La méthode des moindres carrés est alors utilisée afin de trouver la meilleure fonction de deux variables approchant les résultats expérimentaux.

VI.2. Câble seul

VI.2.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi

La loi pour un câble seul en galerie est obtenue en considérant ce cas comme un cas dégradé d'un groupe de deux câbles. Le paramètre L_y est ici fixé à l'infini, de façon fictive, donnant la formule (96) suivante :

$$\overline{Nu_{De}} = C_l(L_x/De) Re_{De}^{0,65} \quad (96)$$

$$C_l(L_x/De) = 0,055 - 0,019 e^{-\frac{L_x}{De}}$$

$$\text{Pour } 11600 \leq Re_{De} \leq 54640,$$

$$De/a = 11,5; 0,5De \leq L_x \leq 5,7De$$

La loi permet de représenter fidèlement les données expérimentales disponibles, comme le montre la Figure 103 pour trois nombres de Reynolds.

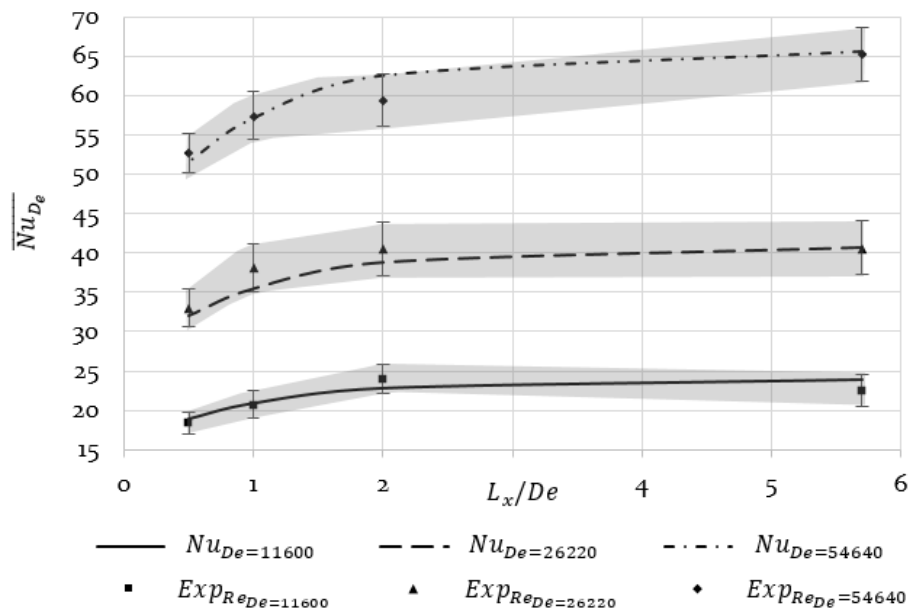


Figure 103 : Evolution des nombres de Nusselt moyen – Comparaison de la loi de comportement avec les résultats expérimentaux

VI.2.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat

La comparaison des résultats expérimentaux avec la loi établie par Weedy et El Zayyat [40] est réalisée en Figure 104. Un écart important de 57% est observé entre les deux courbes.

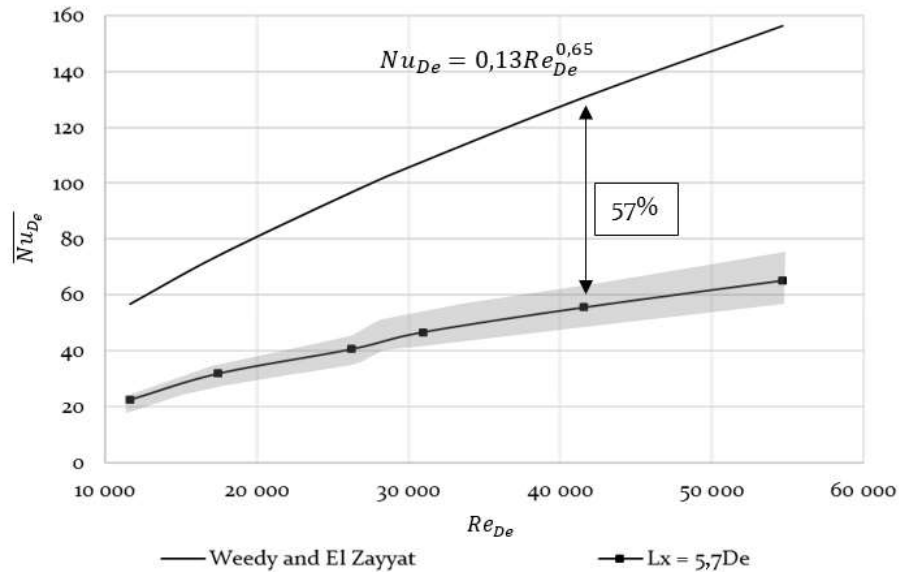


Figure 104 : Comparaison de la formule (96) avec la loi de Weedy et El Zayyat [40]

Plusieurs éléments peuvent venir expliquer ces différences. En particulier :

- La différence de rapport d'aspect D_e/a : 11,4 pour l'étude réalisée, entre 15,3 et 40 pour Weedy et El Zayyat [40] qui peut modifier l'écoulement autour du câble et ainsi modifier dans une certaine mesure les gradients de vitesse en surface de câble.
- Le fait de négliger certains facteurs géométriques comme la tendance des câbles en tunnel à serpenter entre leurs supports et l'état de surface des parois, moins lisse en réalité. Ces éléments vont créer des pertes de charges supplémentaires ainsi que des décollements de l'écoulement, créant des zones de turbulence pouvant amener à des augmentations locales du refroidissement.
- Le fait d'avoir un écoulement turbulent avec peu de perturbation issue des supports choisis. Les supports utilisés classiquement étant bien plus intrusifs, ils vont créer des zones de turbulences dans l'écoulement qui augmenteront la dissipation de chaleur en surface des câbles.
- Les dimensions du banc d'essais sont choisies pour assurer un écoulement turbulent établi aussi développé que possible, ce qui n'est pas le cas pour l'étude [40]. Les gradients thermiques en surface de câble, et donc le refroidissement des câbles, sont ainsi plus faibles que pour un écoulement en cours d'établissement.

Ces deux derniers points vont faire l'objet d'une analyse approfondie dans la suite du document.

VI.3. Groupe de deux câbles en nappe verticale

VI.3.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi et entre câbles

La loi complète permet de représenter raisonnablement les données expérimentales pour le cas d'un groupe de deux câbles en nappe verticale. La Figure 105 présente la comparaison entre la loi établie et les résultats expérimentaux pour trois nombres de Reynolds. La Figure 105-a montre la modélisation de l'impact de l'espacement L_y . La Figure 105-b l'impact de l'espacement à la paroi L_x .

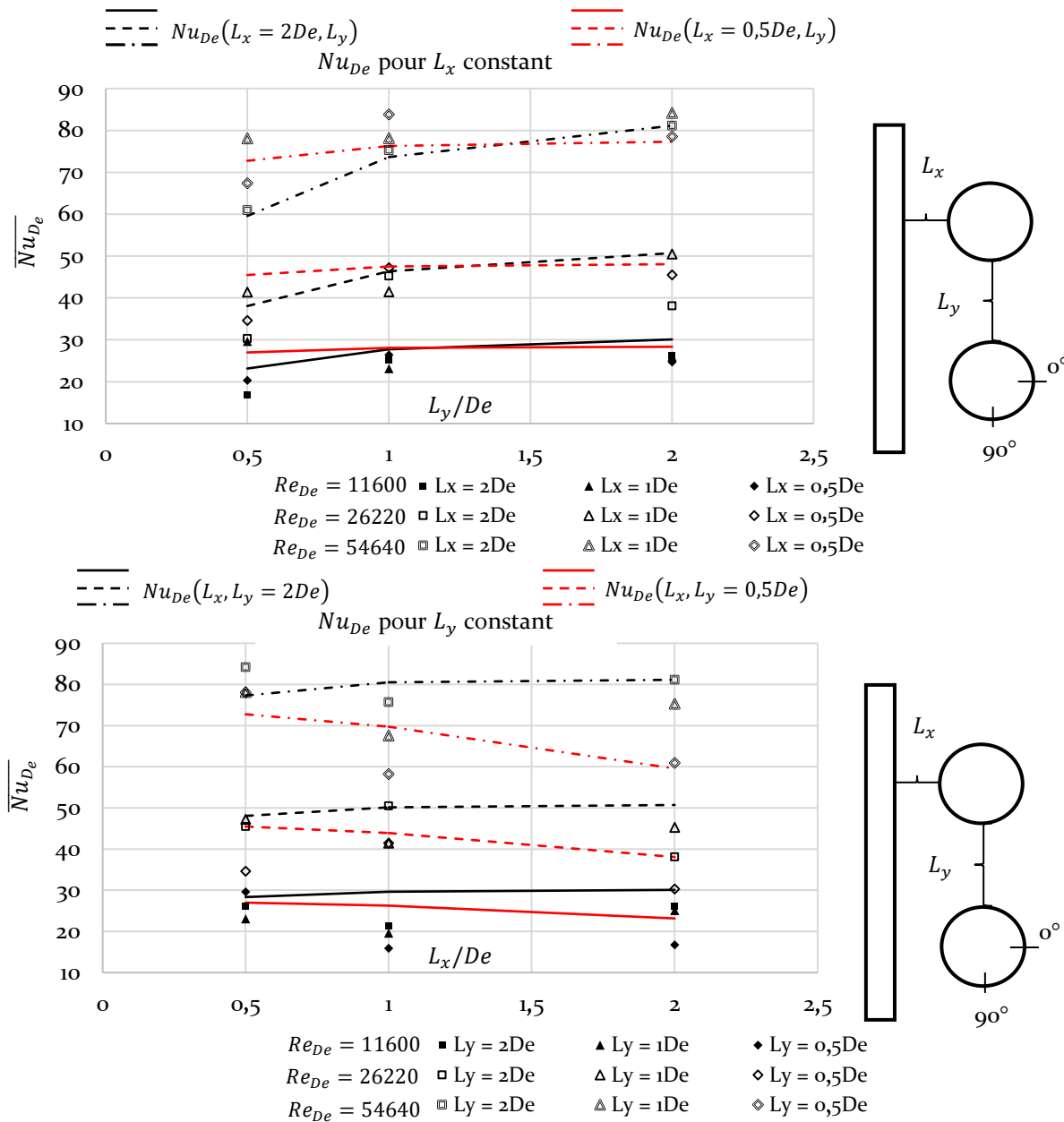


Figure 105 : Comparaison de la formule (93) avec les données expérimentales

La loi établie permet de retrouver les influences des espacements respectifs (diminution des échanges avec L_x , augmentation lorsque L_y diminue) avec une relative précision des valeurs de nombres de Nusselt.

VI.3.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat

La comparaison avec la loi établie pas Weedy et El Zayyat [40] pour le cas de deux câbles est réalisée en prenant celle proposée par [40] dans le cas de trois câbles en nappe (verticale et/ou horizontale). Deux constantes sont disponibles, 0,115 pour le câble central et 0,123 pour les deux câbles extérieurs. Ce dernier coefficient est choisi pour la comparaison en Figure 106.

Un écart de 50 % avec la moyenne des deux câbles est obtenu pour ce cas d'étude, ce qui est du même ordre de grandeur que pour le cas d'un câble seul.

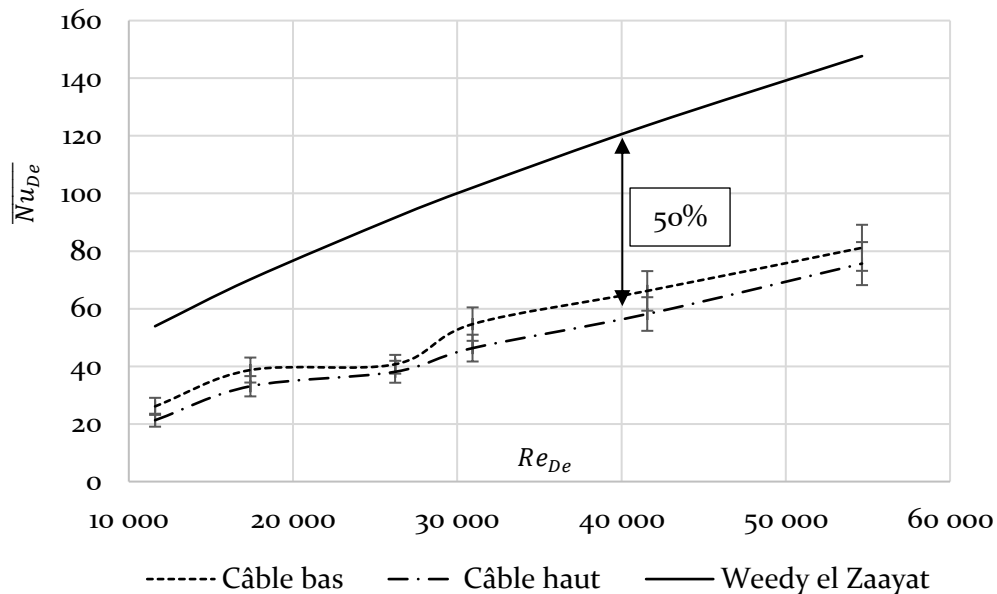


Figure 106 : Comparaison de la formule (93) avec la loi de Weedy et El Zayyat [40]

VI.4. Groupe de trois câbles en trèfle

VI.4.1. Loi de comportement - effet de l'espacement à une paroi

Le cas du trèfle se considère de la même manière que le câble seul. En effet, l'évolution du refroidissement moyen d'un groupe de câble en trèfle est assimilable au refroidissement d'un câble positionné à la même distance de la paroi en utilisant un coefficient dépréciateur noté k_{Nu} .

$$\overline{Nu_{De}(L_x)_{trèfle\ jointif}} = k_{Nu} \overline{Nu_{De}(L_x)_{single\ câble}} \quad (97)$$

La première approche est la plus simple d'utilisation. Cette loi est réalisée pour le câble supérieur du groupe, afin d'ajuster le dimensionnement au câble le moins refroidi expérimentalement (pour un dimensionnement plus sévère).

Cette formulation permet d'approcher très simplement le refroidissement d'une configuration trèfle avec une bonne précision comme observé sur la Figure 107. Deux coefficients, $k_{Nu} = 0,52$ pour le cas central et $k_{Nu} = 0,47$ pour $L_x = 1De$, sont ici utilisés pour approcher les données de façon optimale. Un coefficient unique $k_{Nu} = 0,5$ permet d'atteindre une précision acceptable.

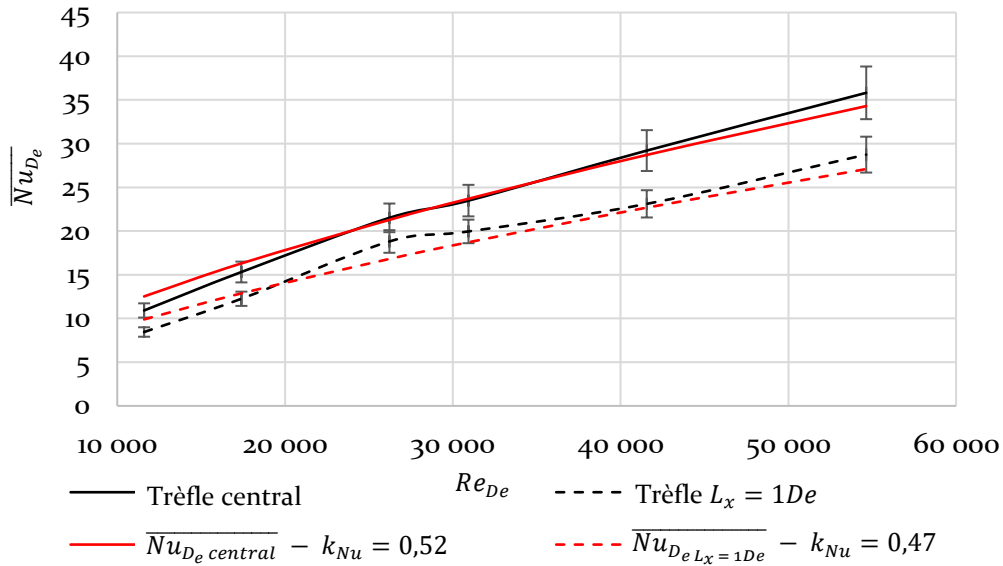


Figure 107 : Comparaison entre résultats expérimentaux et la loi de comportement (97)

Le coefficient k_{Nu} peut aussi être approché de la formulation proposée par Heinhold [75] et Morgan [76], cherchant à considérer un groupe trèfle comme un câble seul d'un diamètre $D_{trèfle} = k_D De$. Cette approche est couramment utilisée pour les applications industrielles.

Le nombre de Nusselt pour un cas trèfle est alors décomposé de la façon suivante :

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu_{Deq}(L_x)_{trèfle\ jointif}} &= C_l \left(\frac{L_x}{k_D De} \right) \left(\frac{U k_D De}{\nu} \right)^{0,65} \quad (98) \\
 &= k_D^{0,65} C_l \left(\frac{L_x}{k De} \right) \left(\frac{U De}{\nu} \right)^{0,65} \\
 &= k_D^{0,65} \overline{Nu_{De}(L_x)_{câble\ seul}}
 \end{aligned}$$

On peut alors obtenir le coefficient $k_D^{0,65}$ en évaluant la surface externe du groupe trèfle, en soustrayant les surfaces correspondantes à des arcs de 60° sur chaque câble (cf. Figure 108). Cette surface est ainsi égale à 2,5 fois celle d'un câble seul. Un trèfle peut donc être considéré comme un câble seul de diamètre $D_{trèfle} = 2,5 De$ avec $k_D = 2,5$, donnant $k_D^{0,65} = 0,55$.

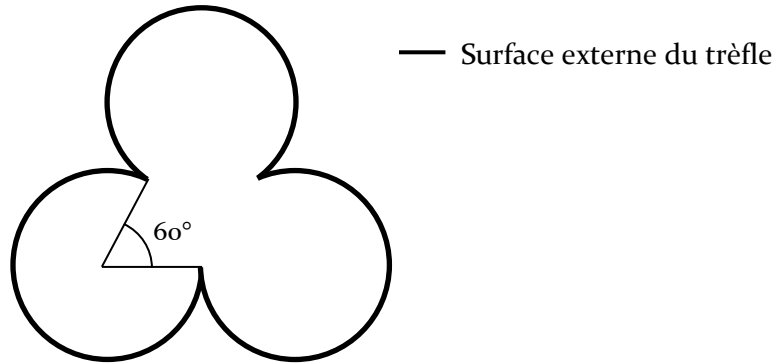


Figure 108 : Surface externe et surface « active » du groupe trèfle

Ce nombre est proche de la valeur k_{Nu} proposé plus haut (cf. Figure 107). Mais une loi utilisant ce coefficient surestime tout de même l'échange thermique, par rapport à l'expérimental. A l'inverse, considérer que $D_{trèfle} = 3De$, et donc prendre en compte les surfaces internes du trèfle, donne une valeur $k_D^{0,65}$ sous-estimant l'échange.

Les valeurs k_{Nu} de la Figure 107, permettant une approche correcte des résultats expérimentaux, correspondent à une surface intermédiaire correspondant à un diamètre équivalent de $D_{trèfle} = 2,7De$. Les surfaces internes jouent ainsi probablement un rôle dans le refroidissement convectif (expérimentalement, un débit d'air est en effet présent). Celui-ci peut être évalué à 7% de l'échange global en se basant sur les diamètres équivalents $D_{trèfle}$ calculés ici.

VI.4.2. Comparaison avec Weedy et El Zayyat

Le refroidissement des cas trèfle étudiés est comparé, sur la Figure 109, à la loi proposée par Weedy et El Zayyat [40] avec le coefficient correspondant.

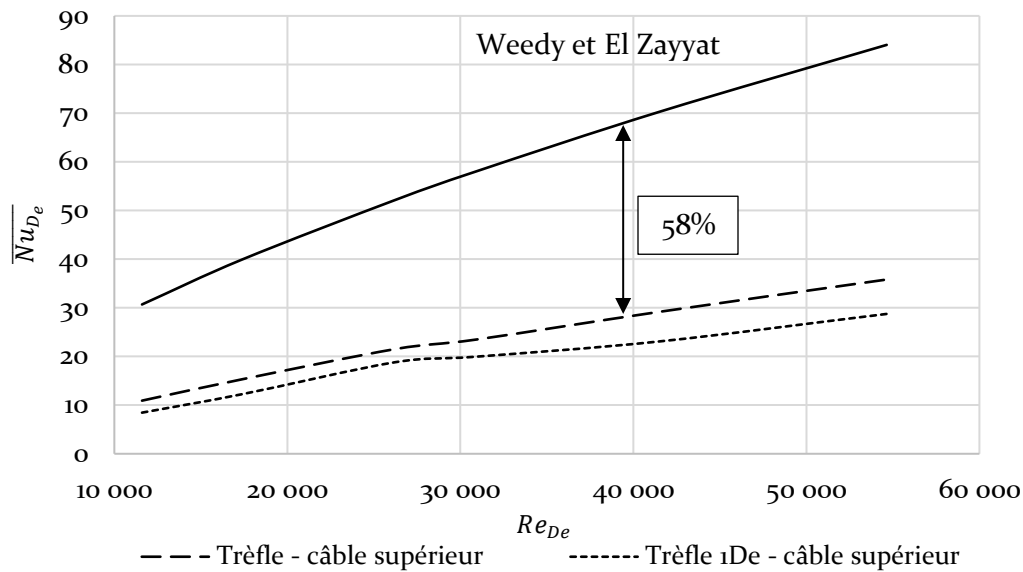


Figure 109 : Comparaison du refroidissement moyen d'un groupe trèfle

L'écart entre les mesures et la loi proposée par [40] est du même ordre que pour les configurations précédentes.

Les écarts avec Weedy et El Zayyat [40] étant systématiquement de même ordre de grandeur pour tous les cas traités. Les études complémentaires présentées dans le chapitre suivant viennent tester les influences des deux différences considérées comme majeures : la présence de supports et une longueur d'établissement insuffisante.

VI.5. Impact sur le dimensionnement d'une liaison

VI.5.1. Impact sur la valeur d'IMAP

La baisse significative du refroidissement observé sur les cas idéalisés précédents nécessite d'évaluer son impact sur le dimensionnement d'une liaison réelle. Pour cela, la méthode de calcul développée par la CEI [77] ainsi que celle établie par Pilgrim [47] sont utilisées pour calculer l'intensité maximale admissible en permanence (IMAP). Le cas étudié ici est un cas simplifié, sans supports ni changement de section, d'altitude ou de directions dans le tunnel. Le détail du calcul est fourni en Annexe D.

VI.5.1.1. Cas du câble seul – Comparaison de la loi de comportement établies

La comparaison entre les valeurs obtenues avec la loi de Weedy et El Zayyat [40] et la formule (96) est présentée dans le Tableau 12.

Diamètre extérieur du câble	$De = 0,122 \text{ m}$
Longueur du tunnel	$L = 1 \text{ km}$
Profondeur de la galerie	$L_t = 1 \text{ m}$
Vitesse d'air en galerie	$U = 1 \text{ m/s}$
θ max sur âme	$\theta_{lim} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Espacement à la paroi	$L_x = 5,7De$

Câble seul $L_x = 5,7De$	CEI [77]	Pilgrim [47]	CEI utilisant (96)
θ âme ($^{\circ}\text{C}$)	90	90	90
θ air ($^{\circ}\text{C}$)	30,7	30,4	28,7
h_{tunnel} ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	2,9	2,9	2,9
h_{cable} ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	9,4	9,4	3,4
I max (A)	2563	2530	2362

Tableau 12 : Evaluation de l'impact de la loi de refroidissement développée sur l'IMAP d'un câble seul au centre d'une galerie – Méthode CEI 60287-2-3 [77] et Pilgrim [47]

Les valeurs d'IMAP calculées par les méthodes CEI [77] et Pilgrim [47] sont proches à 1,2%. Ces deux calculs utilisent la loi établie par Weedy et El Zayyat [40], seule la prise en compte du rayonnement diffère. L'utilisation de la formule établie pour le refroidissement d'un câble seul dans le calcul CEI à trois effets majeurs.

1. L'IMAP chute de 7,5% par rapport aux calculs précédents, démontrant un impact important de la nouvelle formulation de la loi de refroidissement proposée.
2. Moins de chaleur est échangée avec l'air environnant, ce qui explique l'obtention d'une température d'air 2°C plus basse dans la galerie par rapport à celle obtenue avec la corrélation de Weedy et El Zayyat [40].
3. Le coefficient d'échange est lui divisé par 3 par rapport aux deux calculs précédents. Ce point est directement lié au rapport des constantes K_p de [40] ($K_p = 0,13$ pour le câble seul) et la fonction $C_l(L_x/De = 5,7)$.

VI.5.1.2. Cas d'un groupe trèfle – Impact de la loi de comportement & du régime d'écoulement sur le dimensionnement

Le Tableau 13 présente les résultats du calcul pour le cas d'un groupe trèfle central. La capacité de transport du groupe est limitée à celle de son câble le plus chaud. La loi développée pour le câble supérieur est donc utilisée. Deux vitesses d'air sont utilisées et l'impact de la nouvelle loi est comparé. Les intensités obtenues sont inférieures de 5% pour une vitesse de 1 m.s⁻¹ et monte à 9% pour 5 m.s⁻¹.

Trèfle central	U = 1 m.s⁻¹		U = 5 m.s⁻¹	
	CEI	CEI utilisant (96)	CEI	CEI utilisant (96)
$\theta \text{ âme } (^{\circ}\text{C})$	90	90	90	90
$\theta \text{ air } (^{\circ}\text{C})$	43,2	39,9	28,6	27
$h_{\text{tunnel}} (W.m^{-2}.K^{-1})$	2,9	2,9	10,6	10,6
$h_{\text{cable}} (W.m^{-2}.K^{-1})$	5,4	1,8	14,8	5
I max (A)	2164	2050	2709	2466

Tableau 13 : Impact de la loi de refroidissement (97) sur l'IMAP d'un groupe de câble en trèfle central pour deux vitesses d'air

L'impact de la prise en compte de l'espacement à la paroi sur l'intensité admissible peut être évalué en faisant varier le paramètre L_x dans la nouvelle formulation de la loi de refroidissement. La Figure 110-a présente l'impact calculé par la méthode CEI utilisant la formule (97). La dépréciation observée est tout à fait graduelle, contrairement à l'évolution du seul nombre de Nusselt (cf : Figure 103). L'impact de valeur seuil $L_x = 2De$ obtenue pour l'échange thermique convectif est lissé. Cette dépréciation est plus rapide à forte vitesse comme le montre la Figure 110-b présentant l'impact pour deux vitesses d'air (Evaluation de I/Imax).

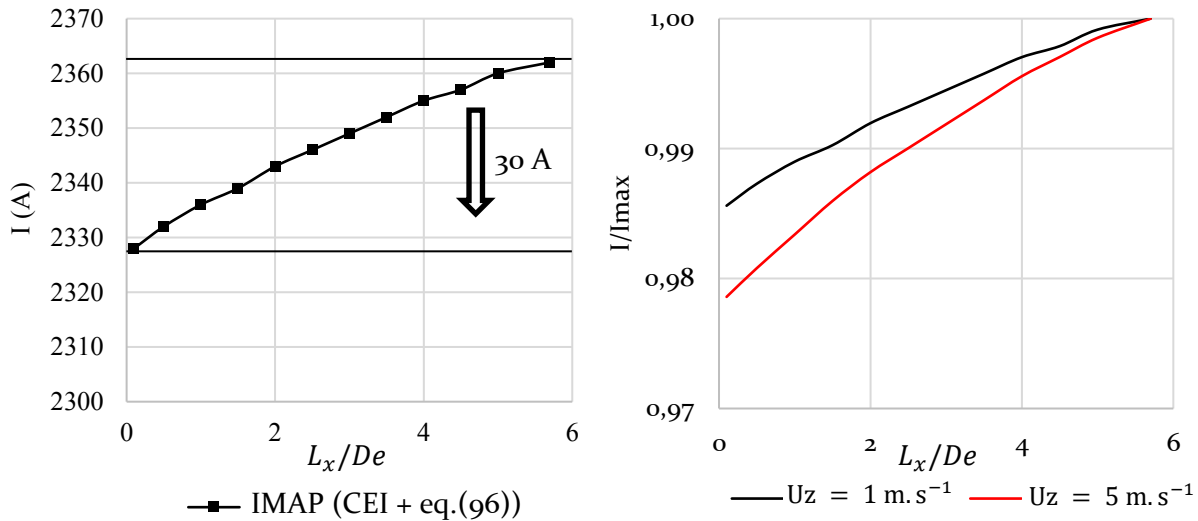


Figure 110 : Impact de l'espacement à une paroi d'un câble seul sur l'IMAP – (a) Intensité pour 1 m.s^{-1} ; (b) Comparaison de la dépréciation pour deux vitesses d'air

VI.5.2. Limitations & commentaires

Les formulations proposées dans le Chapitre VI sont à prendre avec les précautions suivantes :

- Les cas traités sont idéalisés. L'impact des différents éléments classiquement présents en galerie n'est pas quantifié et ils vont venir modifier les niveaux de refroidissement observés. Ces éléments, comme les supports de câbles ou les fixations présentes en surface des câbles à intervalle régulier vont perturber l'écoulement pariétal et ainsi modifier l'échange thermique. Une étude d'impact sur un type de supports de câbles est présentée dans la partie suivante afin de donner une visibilité sur l'un de ces paramètres.
- Le mode de pose sur supports espacés régulièrement induit une ondulation des câbles eux-mêmes, sous l'effet de leur propre poids et des règles d'installation préconisées. Cette ondulation a pour effet de détacher les couches limites dynamique et thermique le long du câble, ce qui vient là encore modifier les gradients de température en surface de câble.
- Les galeries sont souvent non rectilignes et sont fractionnées à intervalle régulier par des puits d'accès et de ventilation (renouvellement d'air lors d'un fonctionnement en convection naturelle). Ces changements d'altitude, de dimensions et d'orientation le long de la galerie viennent perturber l'écoulement aux extrémités de chaque portion de tunnel.

VI.6. Conclusion

Une loi de refroidissement est proposée au terme des études réalisées. Cette dernière permet de regrouper les cas de différents groupes de câbles habituellement utilisés en galerie. Le cas d'un câble seul est traité en le considérant comme un cas « dégradé » d'un groupe. Les effets de proximité d'autres câbles ou d'une paroi sont pris en compte.

L'impact de cette loi a été évalué en l'intégrant à l'outil de dimensionnement CEI utilisé. Une baisse importante de l'IMAP de plus de 7% est observée. L'impact de la proximité à une paroi sur l'IMAP est aussi quantifié. Une baisse de l'ordre de 1 à 2% pour un câble seul est observée, 19% pour un trèfle. La dépréciation est aussi plus importante avec une vitesse de ventilation plus grande.

Le dimensionnement proposé ici est ainsi conservatif et assure un dimensionnement à minima de l'ouvrage. Un dimensionnement plus fin nécessite d'autres investigations et très probablement devrait s'appuyer sur des mesures complémentaires dans une configuration très représentative du cas réel sur site.

Au vu des écarts importants observés avec la loi établie par [40], quelques pistes d'explications ont été proposées. L'une d'entre elles, l'impact des supports, est étudiée dans la partie suivante.

Chapitre VII

Etude de l'effet de supports en profilé I sur le refroidissement

VII.1. Présentation de la configuration.....	149
VII.1.1. Problématique & objectifs de l'étude.....	149
VII.1.2. Banc expérimental et traitement des données.....	149
VII.2. Etude du refroidissement avec supports.....	150
VII.2.1. Comparaison du refroidissement moyen avec le cas sans support & Weedy et El Zayyat	150
VII.2.1. Effet combiné des supports avec un écoulement non établi.....	154
VII.3. Conclusion.....	155

Chapitre VII

Etude de l'effet de supports en profilé I sur le refroidissement

VII.1. Présentation de la configuration

VII.1.1. Problématique & objectifs de l'étude

Au vu des écarts importants obtenus par rapport aux études de Weedy et El Zayyat [40], il est nécessaire d'apporter une visibilité sur l'impact de certains paramètres délibérément laissés de côté dans les études précédentes.

Les deux éléments principaux sont l'ondulation des câbles entre leurs supports du fait de leur poids et des règles d'installations préconisées et les supports présents en galerie. Ils font partie des éléments les plus impactant sur la dynamique de l'écoulement refroidissant les câbles. Le premier facteur (ondulation des câbles) n'est pas reproductible avec le montage réalisé du fait de la rigidité des modèles de câbles en essais. Le second facteur perturbateur est choisi en vue de tester son impact sur le refroidissement.

VII.1.2. Banc expérimental et traitement des données

Des supports en forme de profilés de type « I » ont été réalisés en bois. Les dimensions ($1De \times 1De \times 4,5De$) et leurs nombres (32 disposés sur deux rangées, comme le montre la Figure 111) ont été évalués afin de garder le même encombrement que dans une galerie réelle.

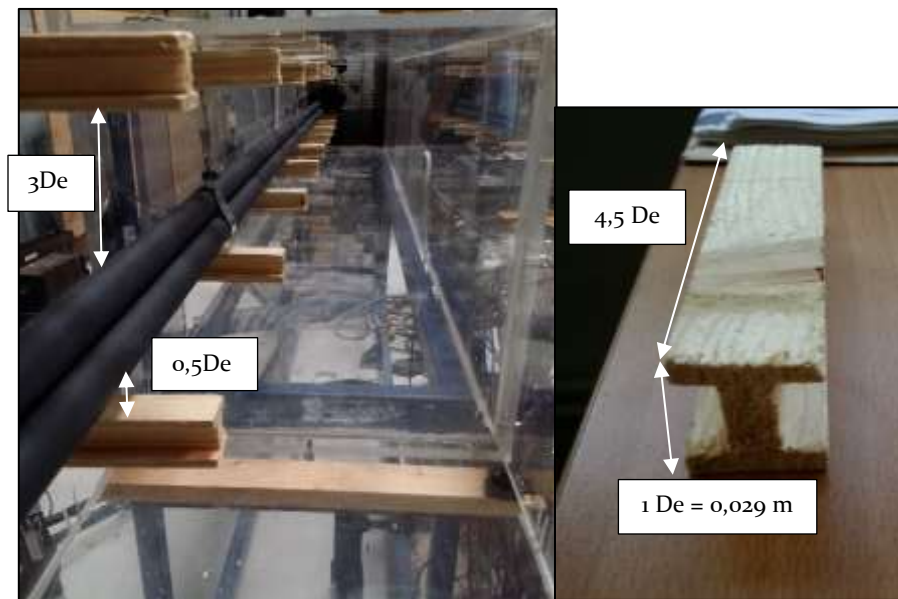


Figure 111 : Veine d'essais munie de supports – Installation de la configuration trèfle jointif

Les câbles sont suspendus entre les deux rangées, les configurations trèfles n'étant généralement pas posées sur les supports mais suspendues depuis les rangées supérieures. Le groupe de câble en trèfle est placé à une distance de $L_x = 1De$, prise entre le câble de gauche et la paroi (cf : Figure 112).

Le traitement des données expérimentales est réalisé de la même façon que pour les configurations précédentes, un modèle COMSOL intégrant ces supports est réalisé pour le calcul des échanges radiatifs. La Figure 112 illustre la géométrie traitée avec un exemple de champ de température dû aux échanges radiatifs entre le groupe de câble et son environnement. Une limitation du modèle 2D est que celui-ci ne prend pas en compte les espaces entre les supports, au niveau desquels les câbles rayonnent avec le plexiglass, situé plus loin et à température ambiante. Les flux de rayonnement obtenus avec ce modèle sont donc probablement légèrement mésestimés.

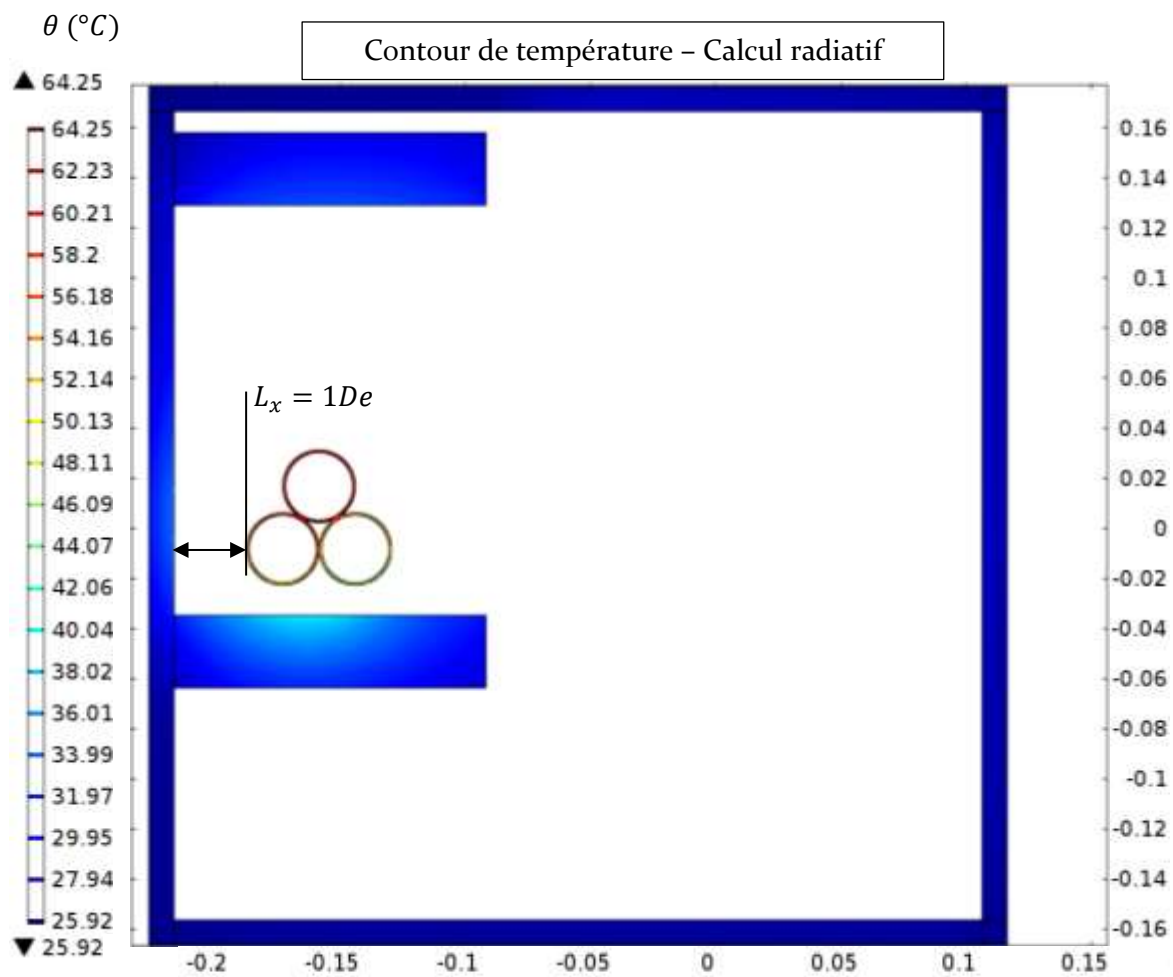


Figure 112 : Contour de température issue du calcul radiatif COMSOL pour le cas trèfle avec supports

VII.2. Etude du refroidissement avec supports

VII.2.1. Comparaison du refroidissement moyen avec le cas sans support & Weedy et El Zayyat [40]

L'impact de l'introduction de supports sur le refroidissement moyen est présenté sur la Figure 113. L'impact le plus notable est l'augmentation globale du refroidissement moyen du groupe trèfle avec support. Un bémol ici est que la loi de Weedy et El Zayyat pour le cas trèfle utilisée ici est valable pour un espacement $L_x > 2De$. La comparaison proposée ici est donc issue d'une extrapolation du champ de validité de cette dernière.

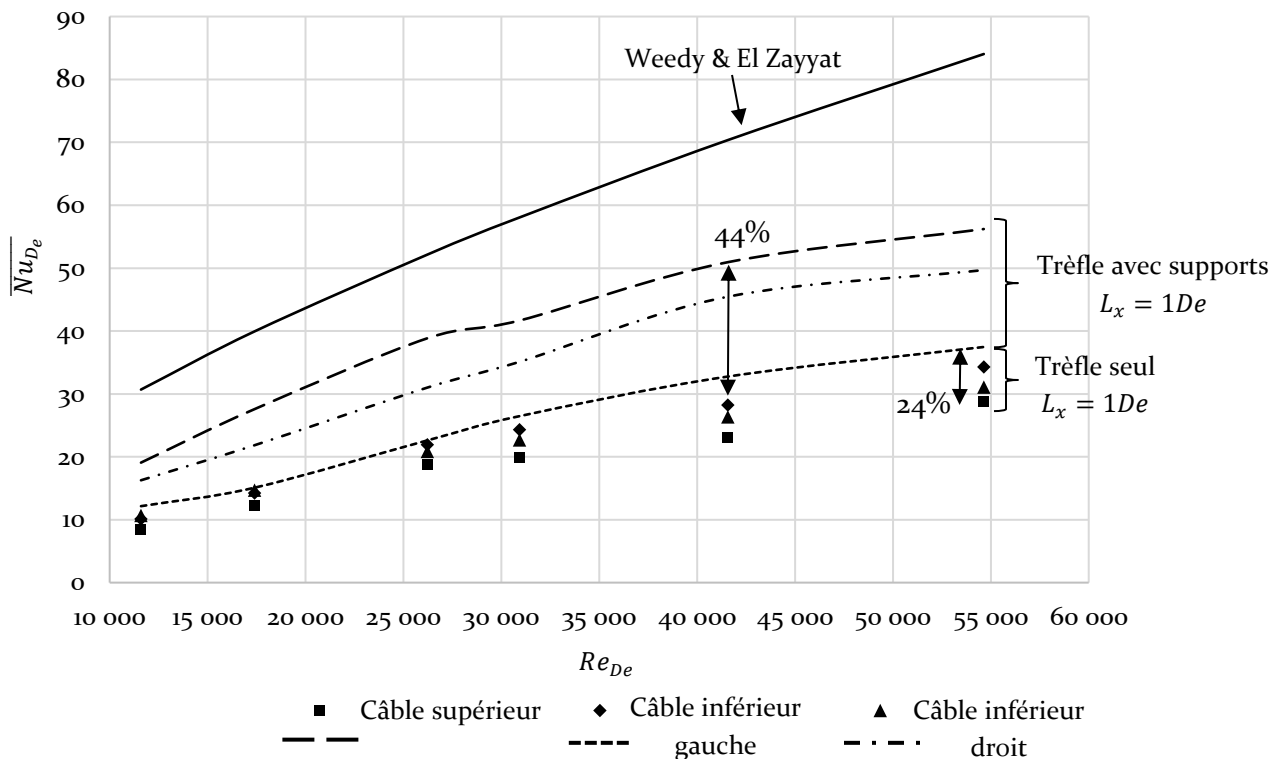


Figure 113 : Impact de l'introduction de supports type I sur le refroidissement d'une configuration trèfle

Le refroidissement du câble supérieur du groupe augmente de 24% du fait de l'ajout des supports. Cet effet est encore plus important pour les deux câbles inférieurs avec une augmentation respectivement de 42% et 35% pour le câble de droite et de gauche. L'effet est moins important pour le câble de gauche, plus proche de la paroi, du fait de l'espacement à la paroi provoquant un ralentissement de l'écoulement dans la zone contrainte observé pour le cas du câble seul (cf : Figure 64).

Afin d'apporter des éléments d'explications sur ce phénomène, une étude numérique a été réalisée en vue de rechercher l'impact des supports sur le profil de la contrainte de cisaillement le long des câbles du groupe.

Ce calcul et les résultats exposés sont indicatifs et ne sont étudiés que pour comprendre l'impact que peuvent avoir les supports sur le refroidissement. L'écoulement ainsi étudié ne prend en compte ni l'écoulement de part et d'autre du groupe de câble, ni les effets de courbure en surface de câble.

Le calcul est effectué sur un modèle 2D avec deux conditions de périodicité modélisant l'écoulement, comme détaillé sur la Figure 114 ci-dessous. Une chute de pression, adaptée pour obtenir un écoulement similaire à celui observe expérimentalement, est appliquée dans les deux domaines (représentant les espaces en-dessus et en-dessous du groupe trèfle). Chacune est définie afin de tenir compte de la différence de débit entre les deux domaines de dimensions différentes.

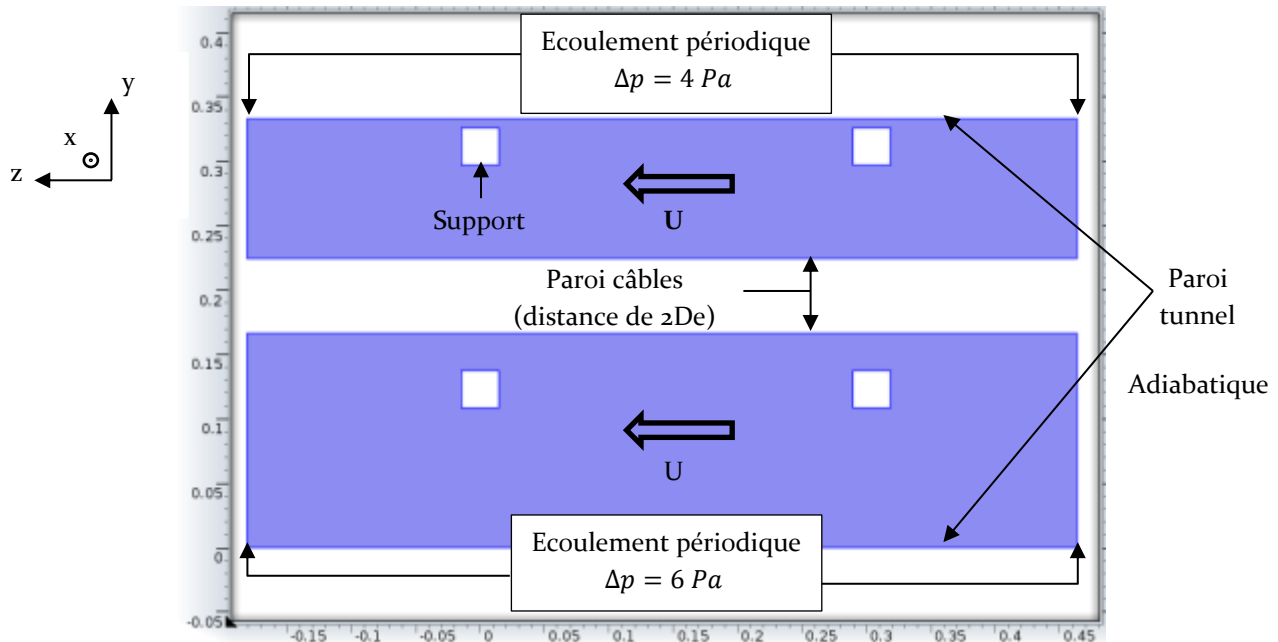


Figure 114 : Domaine de calcul COMSOL 2D périodique - cas trèfle avec supports

Un maillage fin ($y^+ = 1$) est utilisé avec un modèle de turbulence $\kappa - \varepsilon$ en formulation bas-Reynolds. Le maillage est présenté en Figure 115.

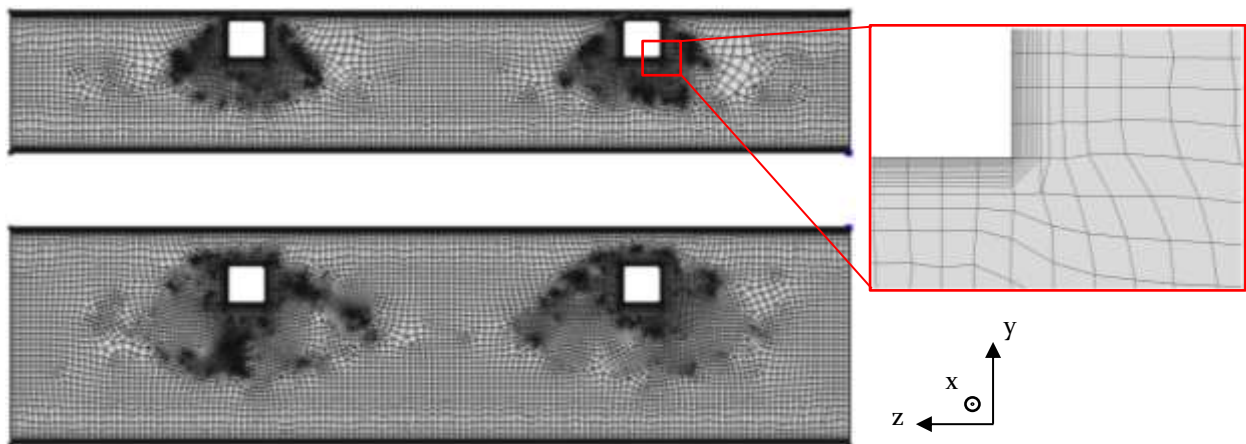


Figure 115 : Maillage bas-Reynolds – simulation COMSOL 2D périodique

Le champ de vitesse dans la veine est représenté en Figure 116. Des zones de recirculation peuvent être observées au niveau des supports. En particulier, les supports de la zone inférieure provoquent des recirculations venant impacter la surface inférieure du trèfle.

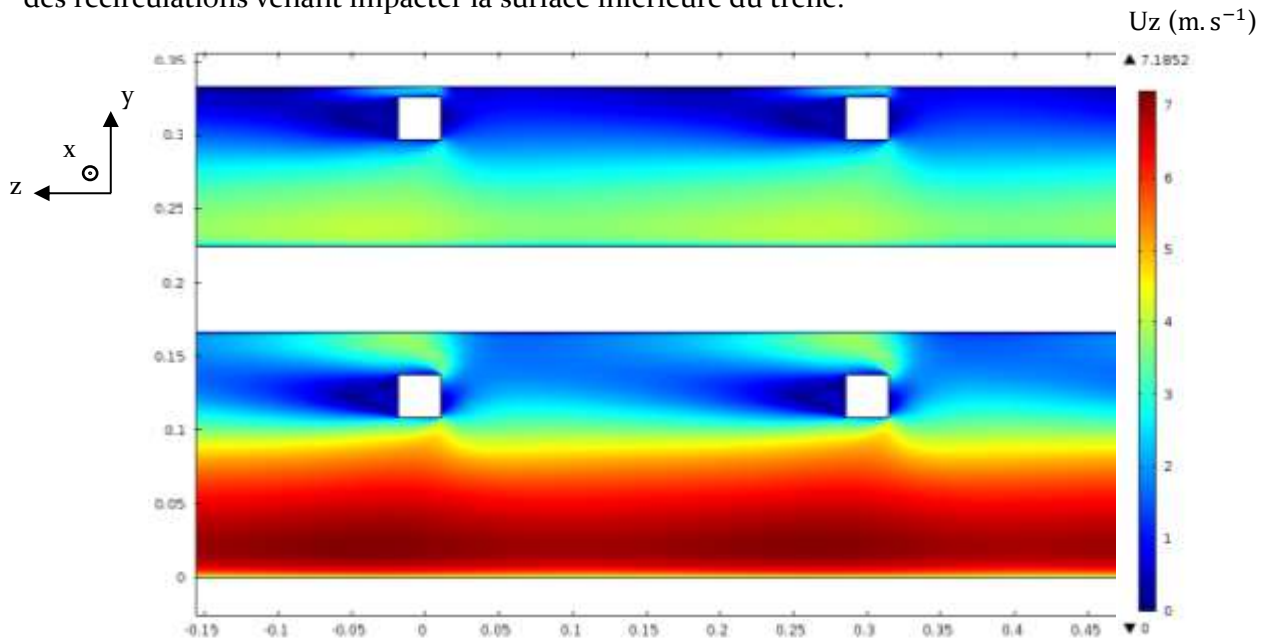


Figure 116 : Champ de vitesse 2D périodique – cas trèfle avec supports

L'impact de ces structures est identifié sur les profils de la contrainte de cisaillement sur la Figure 117. La présence des supports provoque une importante augmentation localisée du cisaillement à leurs niveaux, puis une diminution par rapport à la valeur moyenne. Le même comportement peut être observé pour le câble supérieur du trèfle mais avec effet bien plus faible, dénotant l'impact des supports de la partie supérieure malgré les 3De d'espacement.

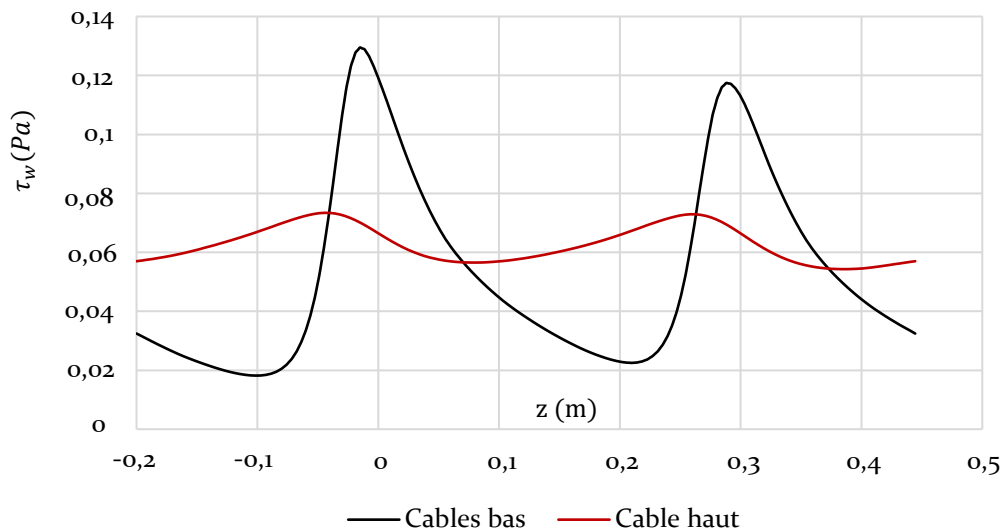


Figure 117 : Profils longitudinaux de la contrainte de cisaillement le long des câbles du groupe trèfle avec présence de supports

Un décalage des maxima et des minima est visible, qui peut s'expliquer par les distances différentes entre le trèfle et les supports. La perturbation des supports du bas, très proche du trèfle, impacte la surface du groupe très vite. L'effet des supports du haut est « dilué » par diffusion turbulente dans l'écoulement, du fait de la distance plus importante.

L'augmentation locale de la contrainte de cisaillement va induire un refroidissement convectif plus important, pouvant participer à l'augmentation des nombres de Nusselt moyen du groupe de câbles. L'oscillation de la contrainte de cisaillement autour de sa valeur moyenne suggère que le refroidissement est très variable selon l'espacement des supports en question, leurs formes et dimensions.

VII.2.2. Effet combiné des supports avec un écoulement non établi

L'augmentation vue précédemment n'est pas suffisante pour combler l'écart avec les résultats de Weedy et El Zayyat [40]. Une étude prenant en compte les effets des supports présentés ci-dessus et un écoulement non développé a été réalisée afin de mettre en évidence l'effet combiné de ces deux éléments.

L'essai est réalisé avec la configuration trèfle en proche paroi ($L_x = 1De$). Le groupe est retourné afin de placer les thermocouples à l'entrée de la veine comme explicité en Figure 118. Un support est situé entre l'entrée et le plan de mesure afin d'avoir les deux effets sur les mesures.

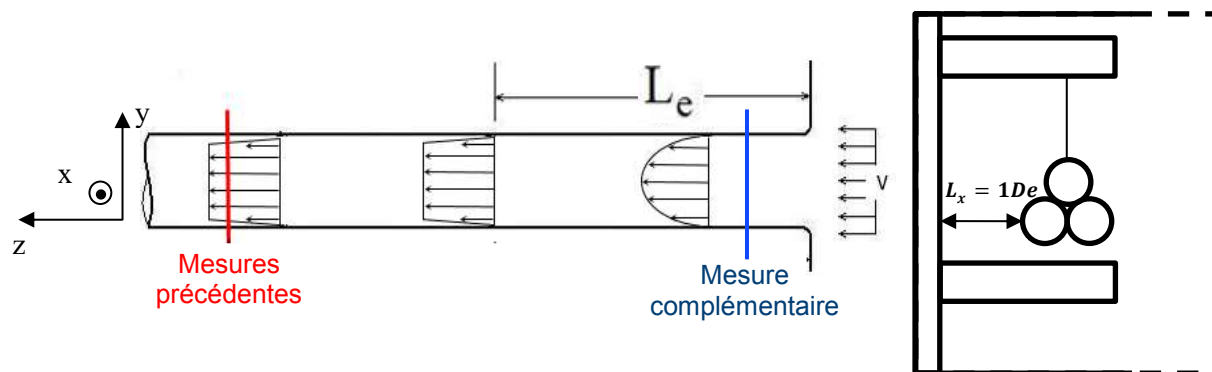


Figure 118 : Position des mesures complémentaires réalisées sur la configuration trèfle avec supports

Les nombres de Nusselt moyen obtenus pour ce dernier test sont comparés, sur la Figure 119, aux cas du trèfle soumis à un écoulement développé sans support (colonnes rouge), avec supports (colonnes verte), et à la loi de Weedy et El Zayyat [40] (colonnes noire).

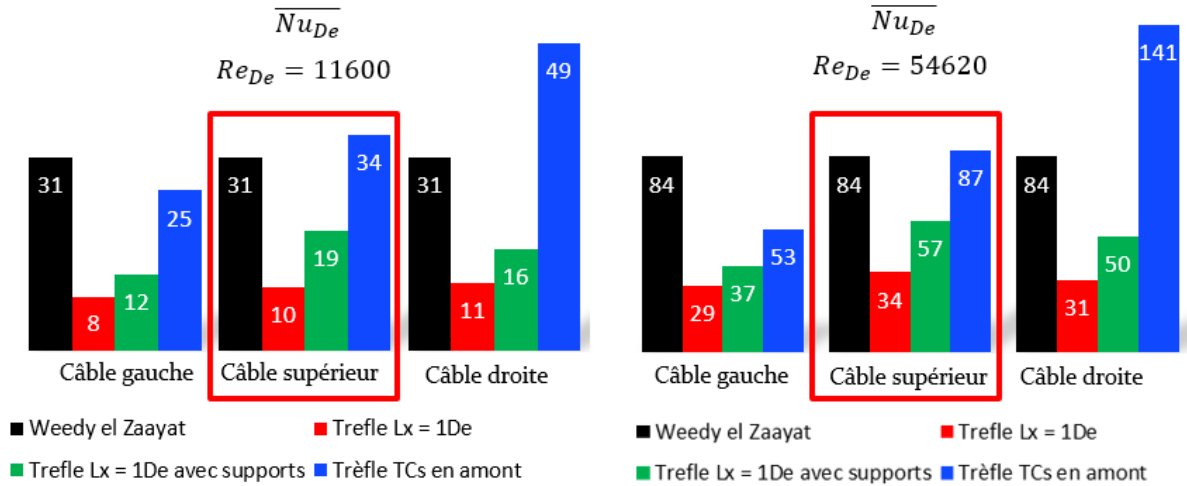


Figure 119 : Comparaison des nombres de Nusselt moyen pour chaque câble du groupe trèfle avec supports

On observe une hausse particulièrement importante de l'échange thermique pour le cas où l'écoulement est non développé. En particulier, les nombres de Nusselt moyen de Weedy et El Zayyat [40] pour le câble supérieur sont très proches des valeurs expérimentales, venant ainsi confirmer les pistes d'explications des écarts observés précédemment en Chapitre VI.

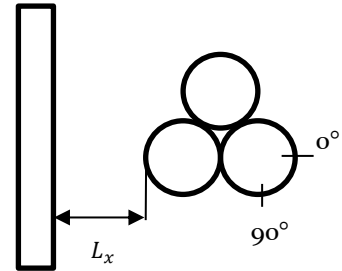
La quantification de l'effet des supports sur chaque câble du groupe trèfle testé est présentée en Figure 120 ci-dessous. L'augmentation du transfert thermique est prise en compte par la formule (99) avec les constantes a_i établies respectivement pour le câble supérieur, gauche et droit pour le cas $L_x = 1De$.

$$\overline{Nu_{De \text{ trèfle avec supports}}(L_x)} = a_i \overline{Nu_{De \text{ sans supports}}(L_x)} \quad (99)$$

$$\text{Câble supérieur : } a_1 = 1,3$$

$$\text{Câble gauche : } a_2 = 1,5$$

$$\text{Câble droite : } a_3 = 1,9$$



Ces coefficients multiplicateurs permettent d'obtenir l'influence des supports observée pour un trèfle installé en proche paroi. La différenciation proposée des trois câbles du groupe permet un dimensionnement plus fin en cas de câbles transitant différents courants.

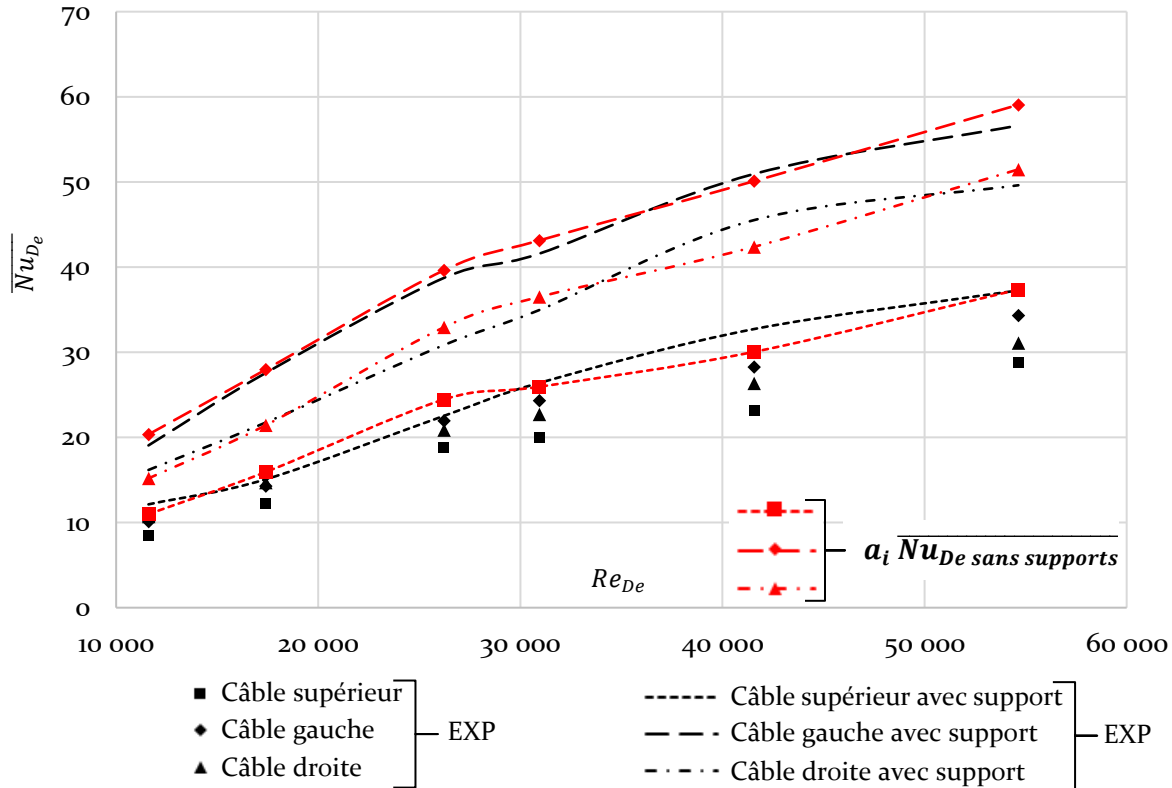


Figure 120 : Quantification de l'effet des supports utilisés sur chaque câble d'un groupe trèfle – cas $L_x = 1D_e$

VII.3. Conclusion

L'impact des supports sur le refroidissement convectif est important, avec une augmentation de l'échange thermique global d'entre 30% et 90% selon le câble considéré. Les supports ont ainsi bien un impact substantiel sur l'échange et peuvent expliquer une partie importante de l'écart observé entre les mesures expérimentales (sans support) et les études de Weedy et El Zaayat [40] (avec supports non détaillés).

Cet impact est aussi visiblement inégal le long de la galerie et aussi plus important pour les câbles proches des supports installés. Une série de coefficients sont proposés afin de prendre en compte l'amélioration de l'échange thermique observé du fait de l'introduction du type de supports testés (profilés « I »).

Des investigations supplémentaires (changement de formes, nombre, espacements, etc. des supports) permettraient d'établir une caractérisation plus complète de l'effet constaté sur le refroidissement convectif.

Chapitre VIII

Conclusion

VIII.1. Contribution de l'étude

Le projet de recherche se proposait d'évaluer la prise en compte du refroidissement convectif dans le dimensionnement des ouvrages de transmission de puissance. Cet élément est le point principal par lequel est évaluée la capacité de transport des câbles en galerie. L'étude engagée vient donner des éléments d'appréciation de la normalisation CEI. En particulier, les interrogations portaient sur les deux points suivants :

- L'impact de la proximité des câbles sur leur refroidissement.
- L'effet du développement de l'écoulement dans la galerie sur le niveau de ce refroidissement.

Le moyen d'essai réalisé a été exploité sur plusieurs types de configurations, simplifiés (câble seul en galerie), puis représentant certains cas industriels (deux câbles en nappe et trois câbles en trèfle). Des études d'impacts ont enfin été réalisées afin de comprendre, puis quantifier, les effets d'un type de support et de la longueur d'établissement.

L'effet de la proximité d'un câble à une autre surface a été quantifié et expliqué pour les quatre configurations étudiées. Une valeur seuil d'espacement de $2D_c$, avec une paroi ou entre-câbles, a été identifiée. Un espacement inférieur conduit à une dépréciation du refroidissement convectif.

Un effet inattendu a également été observé, expérimentalement ainsi que numériquement, dans le cas d'un groupe de deux câbles. Le refroidissement obtenu est plus important dans le cas d'un groupe de deux câbles par rapport à un cas câble seul, à même distance de la paroi.

Les travaux réalisés ont permis de mettre en évidence une limite importante de la modélisation actuelle, qui se base sur l'étude réalisée par Weedy et El Zayyat [40] pour le refroidissement convectif en surface de câble. Les investigations expérimentales et numériques faits au cours de la thèse ont montré que le refroidissement, mis en équation par [40], est en réalité une combinaison de trois facteurs :

- Le refroidissement convectif sur cylindre en écoulement établi, l'élément recherché.
- L'effet du support maintenant le câble à la paroi, dont le type, la taille et le nombre sont spécifiques à chaque galerie.
- Un écoulement insuffisamment développé dans [40], provoquant une surestimation des échanges thermiques pour le cas de longues galeries (plusieurs kilomètres).

L'impact sur l'IMAP (Intensité maximale admissible dans les câbles) de ces nouvelles lois est notable (entre 5% et 9% dans cette étude). La prise en compte d'un écoulement établi provoque une baisse

importante du courant maximal, l'effet de la proximité à une paroi et/ou entre câble vient affiner le dimensionnement de la liaison.

Le dimensionnement proposé ici assure donc un dimensionnement à minima de l'ouvrage.

Une réserve importante est le caractère « idéalisé » des études réalisées et donc des lois de comportement développées. Celles-ci ne prennent pas en compte l'effet des supports ou d'autres effets dus à l'installation en galerie réelle. Les lois de comportement proposées sont des éléments de base auquel peuvent venir s'ajouter des coefficients correcteurs afférents aux supports utilisés, effet de pose en guirlande des câbles et autres éléments perturbant le refroidissement des câbles installés.

VIII.2. Perspectives et recommandations

L'étude réalisée s'est concentrée sur la caractérisation d'une convection forcée refroidissant les câbles. Le mode de refroidissement le plus commun étant par convection naturelle, une continuation logique serait l'adaptation du banc d'essai (ou la conception d'un nouveau) traitant en similitude ce mode d'échange thermique. Pour cela, un changement du fluide utilisé sera probablement nécessaire.

Les analyses et conclusions de l'étude engagée peuvent aussi être étoffées par la réalisation de plan PIV (Particle Image Velocimetry). Ceci permettra de mieux comprendre la structure de l'écoulement autour des câbles et de valider expérimentalement les champs de vitesses obtenues numériquement.

La qualité des résultats locaux peut être améliorée en utilisant des micro-thermocouples en nombre plus important (une trentaine de points de mesures). Les performances de la méthode inverse développée en seraient largement améliorées. Une autre approche serait l'utilisation de techniques de mesure thermique non intrusives de type caméra infrarouge sur une génératrice du (des) câble(s), camera pouvant tourner autour du câble pour en faire la cartographie (en prenant soin de se baser sur une section de veine circulaire).

La réalisation de simulations pour des nombres de Reynolds plus élevés que ceux atteints ici serait utile, particulièrement dans le but d'identifier les causes du meilleur refroidissement constaté pour le cas de deux câbles en nappe.

Enfin, un certain nombre d'études peuvent venir enrichir le travail réalisé (non prévu dans la présente thèse). L'étude et la caractérisation de l'impact de différents types de supports complets (brides, sangles, suspensions) pourront fournir les corrections nécessaires aux lois proposées dans le document pour être applicables avec plus de précision sur des ouvrages réels. L'étude de l'effet de guirlande (« snaking ») des câbles apporterait aussi une précision importante sur les effets thermiques induits par ce mode de pose.

L'outil numérique OpenFOAM a montré sa capacité à modéliser les différentes configurations traitées avec précision. Un développement de grande valeur serait la possibilité de réaliser les études 3D avec des conditions limites périodiques, avec le couplage thermique fluide-solide, afin d'obtenir

un développement entier de l'écoulement et une estimation correcte de l'échange thermique pour tout nombre de Reynolds.

La réalisation du moyen d'essai et sa mise en service ont nécessités un certain nombre d'ajustements. Une exploitation future du banc d'essai, ou d'une nouvelle réalisation, gagnerait à modifier certains points sur la configuration actuelle.

En particulier, les modèles réduits de câble ont été réalisés en emboitant plusieurs éléments, induisant des problèmes de contact et de possible inhomogénéité. Il n'a d'ailleurs pas été possible dans ces conditions de garantir strictement la même conception pour les trois câbles, montés séparément. L'utilisation de câbles à isolation minérale, conçue pour des conditions d'utilisation sévères, permettrait de s'affranchir des problèmes de montage et de conception différente. Il faudra par contre prévoir, en amont, l'intégration des thermocouples sous la gaine externe pendant l'extrusion des câbles chez le constructeur.

L'intégration des lois de comportement établies dans le code de dimensionnement utilisé par EDF (code ULIS) est proposée au terme de la thèse.

Références

- [1] IEC 60287-1-1: Electric cables – Calculation of the current rating – Part 1-1: Current rating equation (100% load factor) and calculation of losses – General, Copy-Right ©International Electrotechnical Commission (IEC), 2006
- [2] B. De Kepper, Elaboration d'une méthode de calcul des câbles de puissance installés en galerie, note EDF HM-2703077A, 2003
- [3] E.V. Teller, E.V., Frictional Resistance and Ship Resistance Similarity, Qu.ar, Trans. Inst. Naval Arcl., vol.92, p.1, 1950
- [4] H.V. Eckert, Simplified Treatment of the Turbulent Boundary Layer Along a Cylinder in Compressible Flow, AL. AroGL, vol. 19, p. 23, 1952
- [5] R.O. Reidand, B. W. Wilson, Boundary Flow Along a Circular Cylinder, J. Hydraulics Div. Proc. ASCE, vol. 89 (HY3), p. 21, 1963. (Also published as Technical Report No. 204-4, National Engineering Science Company, Pasadena, CA, 1962.)
- [6] R.L. Richmond, Experimental Investigation of Thick Axially Symmetric Boundary Layers on Cylinders at Subsonic and Hypersonic Speeds, Hypersonic Res. Proj. Memo. no. 39, Cal. Inst. Tech., 1957
- [7] R.E. Luxton, M.K. Buil, and S. Rajagopalan, The Thick Turbulent Boundary Layer on a Long Fine Cylinder in Axial Flow, Aeronaut. J., vol.88, p.186, 1984
- [8] R.M Lueptow, Turbulent Boundary Layer on a Cylinder in axial flow, Naval Underwater Systems Center (US Navy), Unclassified report, 1988
- [9] M.K. Strite and R.M. Inman, Experimental Study Of Temperature Distribution In Laminar Flow Of A Heat-Generating Fluid In Rectangular Channels, NASA Technical note TN D-3039, DC, Washington, 1965
- [10] R.M. Manglik and P.P. Fang, Effect of eccentricity and thermal boundary conditions on laminar fully developed flow in annular ducts, Int. J. Heat and Fluid Flow, 16(4):298-306, 1995
- [11] N. Hattori, S. Kotake, Combined free and forced convection heat transfer for fully developed laminar flow in horizontal tubes (Experiments), JSME Trans, 43, 3379-3389, 1978
- [12] M. Ciampi, S. Faggiani, W. Grassi, F.P. Incropera, G. Tuoni, Experimental study of mixed convection in horizontal annuli for low Reynolds number, Proc. Eighth Int. Conf. Heat Transf. 3, 1413-1418, 1986
- [13] M.L. Trombetta, Laminar force convection in eccentric annuli, Int. J. Heat Mass Transfer, 14, 1161-1173, 1971
- [14] D. Donne, M.E. Meerwald, Heat transfer and friction coefficients for turbulent flow of air in smooth annuli at high temperatures, Int. J. Heat Mass Transfer 16, 787-809, 1973.
- [15] S.Y. Chung, G.H. Rhee, H.J. Sung, Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow. Part 1: Flow field. Int. J. Heat Fluid Flow 23, 426-440, 2002
- [16] S. Huang, C.H. Chun, A Numerical Study of Turbulent Flow and Conjugate Heat Transfer in Concentric Annuli with Moving Inner Rod, International Journal of Heat and Fluid Flow, 46, 3707-3716, 2003

- [17] H. Kawamura, S. Nakamura, S. Satake, T. Kunugi, Large eddy simulation of turbulent heat transfer in a concentric annulus, *Thermal Sci. Eng.*, 2, 16–25, 1994
- [18] R. Wiberg, N. Lior, Heat transfer from a cylinder in axial turbulent flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(2005):1505–1517.
- [19] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels, NASA STI/recon, technical report A, 75: 22028
- [20] V. Gnielinski, Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Concentric Annular Ducts, *Heat Transfer Engineering*, 30(6):431–436, 2009
- [21] V. Gnielinski, On heat transfer in tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63, 134–140, 2013
- [22] S. Lau, Effect of plenum length and diameter o turbulent heat transfer in a downstream tube and on plenum-related pressure loss, Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1981.
- [23] A. Black III, The effect of circumferentially-varying boundary conditions on turbulent heat transfer in a tube, Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1966.
- [24] R. Kemink, Heat transfer in a downstream tube of a fluid withdrawal branch, Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1977.
- [25] D. Wesley, Heat transfer in pipe downstream of a Tee, Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1976.
- [26] W.R van Zyl, J. Dirker, J.P Meyer, Single-Phase Convective Heat Transfer and Pressure Drop Coefficients in Concentric Annuli, *Heat Transfer Engineering*, 34(13):1112–1123, February 2013
- [27] S.Y. Chung, H.J. Sung, Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow Part 2: Heat transfer, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24(2003):399–411.
- [28] Kasagi et al, Direct Numerical Simulation of Passive Scalar Field in a Turbulent Channel Flow. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 598–606, 1992
- [29] D.M. Lu, and G. Hetsroni, Direct Numerical Simulation of a Turbulent Open Channel Flow with Passive Heat Transfer, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 38(17):3241–3251, 1995
- [30] I. Tiselj, R. Bergant, B. Mavko, I. Bajsic and G. Hetsroni, DNS of turbulent heat transfer in channel flow with heat conduction in the solid wall. *Trans. ASME J. Heat Transfer* 123 (5), 849–857, 2001a
- [31] J.G.M. Eggels *et.al*, Fully developed turbulent pipe flow: A comparison between direct numerical simulation and experiment. *J. Fluid Mech.* 268, 175–209, 1994
- [32] N.W. Wilson, J.O. Medwell, An analysis of heat transfer for fully developed turbulent flow in concentric annuli. *Trans. ASME: J. Heat Transfer* 90, 43–50, 1968
- [33] I. Tiselj *et.al*, Effect of wall boundary condition on scalar transfer in a fully developed turbulent flume. *Phys. Fluids* 13, 1028–1039, 2001
- [34] F. Ogino *et.al*, Momentum and heat transfers from fully developed turbulent flow in an eccentric annulus to inner and outer tube walls, *T. Wärme-und Stoffübertragung* 21, 87– 93, 1987
- [35] F. Ogino *et.al*, Velocity distribution of fully developed turbulent flow in an eccentric annulus, *Proc. of Third PACHEC* 1, 57–62, 1983
- [36] R. G. Deissler, M. F. Taylor, Analysis of fully developed turbulent heat transfer and flow in an annulus with various eccentricities, NACA Tech. Note 3451, 1955

- [37] H. Usui, K. Tsuruta, Analysis of fully developed turbulent flow in an eccentric annulus, Journ. Chem. Eng. Japan 3, 445-450, 1980
- [38] S.C. Kacker, Some aspects of fully developed turbulent flow in non-circular ducts, J. Fluid Mech, 57, 583-602, 1973
- [39] C.J. Lawn, C.J. Elliott, Fully developed turbulent flow through concentric annuli, C.E.G.B. Report RD/B/N 1878, Berkely Nuclear Lab. England, 1971
- [40] B.M. Weedy, H.M. El Zayyat, Heat Transfer From Cables In Tunnels And Shafts, Paper to IEEE Summer Meeting, 1972
- [41] Hottel, H.C. Radiative Heat Transmission, Chap.4. [auteur du livre] W.H McAdams. Heat Transmission. s.l. : McGraw-Hill Book Co., 1954.
- [42] E. Dorison, Modélisation et dimensionnement des liaisons souterraines – Tome 2 Dimensionnement thermique, Collection EDF, 2016
- [43] Dittus F.W and Boelter L.M.K, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Publications in Engineering, 1930, 2, 443-461.
- [44] Cigré, Calculation of temperatures in ventilated cable tunnels, Electra 143, 1992
- [45] Cigré, Calculation of temperatures in ventilated cable tunnels – part 2, Electra 144, 1992
- [46] G.T. Symm, External thermal resistance of buried cables and troughs, Proceedings of the Institution of Electrical Engineers, 116(10): 1695-1698, 2010
- [47] J.A. Pilgrim, Rating Independent Cable Circuits in Forced-Ventilated Cable Tunnels, IEEE Transactions on power Delivery, 25(4):2046-2053, October 2010
- [48] M.S. Bhatti, R.K. Shah, Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts, S. Kakac (Ed.), et al., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, New York (1987)
- [49] Zhi-qing, Study on correction coefficients of laminar and turbulent entrance region effect in round pipe, W. Appl Math Mech, 3: 433, 1982.
- [50] L. Popiel et al., Flexibility of Natural/Forced Ventilated Tunnel for EHV cable Links Across Urban Environments, Cigre 2014
- [51] G. Comte-Bellot, Hot-Wire Anemometry, Annual Review of Fluid Mechanics, vol.8, 209-231, 1976
- [52] H.H. Bruun, Hot-Wire Anemometry – Principle and Signal analysis, 1995
- [53] H.E. Dillion, A.F. Emery, R.J. Cochran, A.M. Mescher, Validation of Radiation Computations using Viewfactors and COMSOL's Hemicube Approaches, COMSOL User Conference, 2014
- [54] G. Wubbeler, M. Krystek, C. Elster, Evaluation of measurement uncertainty and its numerical calculation by a Monte Carlo method, Measurement Science and Technology, Vol 19, numb 8, 2008
- [55] H. Jasak, H.G. Weller and N. Nordin, In-Cylinder CFD Simulation Using C++ Object-Oriented Toolkit, Chalmers University of Technology, 2004
- [56] D.A Jones, CFD RANS Simulations on a Generic Conventional Scale Model Submarine: Comparison between Fluent and OpenFOAM, Technical note - Defence Science And Technology Organisation - Maritime Div, 2015
- [57] K. Grunt, A. Żuraw, S. Pietrowicz, Analysis of Nusselt number distribution in case of a strongly heated, horizontal rod, Journal of Thermal Science, 25(6):542-548, 2016

- [58] M. Cavazzuti, E. Agnani, M.A. Corticelli, Optimization of a finned concentric pipes heat exchanger for industrial recuperative burners, *Applied Thermal Engineering*, vol.84, 110-117, 2015
- [59] B. Mohammadi, O. Pironneau, *Analysis of the K-epsilon turbulence model*, France: Editions MASSON, 1993
- [60] B.E. Launder, B.I. Sharma, Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc, *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1(2):131-137, 1974
- [61] F.R. Menter, Influence of freestream values on k-omega turbulence model predictions, *AIAA Journal*, 30(6):1657-1659, 1992
- [62] F.R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry, Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Turbulence Heat and Mass Transfer 4*, citeulike:4016873, 2003
- [63] E. Bayraktar, O. Mierka, S. Turek, Benchmark computations of 3D laminar flow around a cylinder with CFX, OpenFOAM and FeatFlow, *International Journal of Computational Science and Engineering*, 7(3):253-266, 2012
- [64] A. Fage, The air flow around a circular cylinder in the region where the boundary layer separates from the surface, *Brit. Aero.Res.Comm., R and M.* 1179, 1929
- [65] A. Fage, V.M. Falkner, The flow around a circular cylinder, *Brit. Aero.Res.Comm., R and M.* 1369, 1931
- [66] R.J Goldstein, J. Karni, The effect of a wall boundary layer on local mass transfer from a cylinder in crossflow, *Trans. ASME, Journal of Heat transfer*, 106, p. 260-267, 1984
- [67] X. Hu, A.M. Jacobi, Local heat transfer behaviour and its impact on a single-row, annularly finned tube heat exchanger, *Tran. ASME, Journal of Heat Transfer*, 115, p.66-74, 1993
- [68] A. Lapin, W.F Schurig, Heat transfer coefficients for finned exchangers, *Industr. And Engng. Chem.*, 51, n°8, 1959
- [69] E. Achenbach, Total and local heat transfer from a smooth circular cylinder in cross-flow at high reynolds number, *Int.J. Heat Mass Transfer* 18 (1975) 1387-1396.
- [70] E. Achenbach, Heat transfer from a staggered tube bundle in cross-flow at high Reynolds numbers, *Int. J. Heat MassTransfer* 32 (2) (1989) 271-280.
- [71] M.M. Zdravkovic (Ed.), *Flow around circular cylinders, Fundamentals*, vol.1, Oxford Science Publications, Oxford University Press Inc., Oxford, 1997.
- [72] BUYRUK E, *Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow*, Tr. J. of Engineering and Environmental Science, 1999
- [73] S Sadokierski, J-L Thiffeault, *Heat transfer in Underground Rail Tunnels*, eprint arxiv:0709.1748, 2008
- [74] R.L Webb, A critical evaluation of analytical solutions and Reynolds analogy equations for turbulent heat and mass transfer in smooth tubes, *Wärme- und Stoffübertragung*, 4(4):197-204, 1971
- [75] L. Heinhold, *Power cables and their application*, Siemens Aktiengesellschaft, Part 1, pp 186-187, 1990
- [76] V.T. Morgan, Effect of surface temperature rise on external thermal resistance of single-core and multi-core bundled cables in air, *Proc. IEE*, Vol 141, part C, N°3, pp. 215-218, 1994

- [77] IEC 60287-2-3: Electric cables – Calculation of the current rating – Part 2-3: cables installed in ventilated tunnels. Copy-right ©International Electrotechnical Commission (IEC), Committee draft for vote, 2014
- [78] S. Monte, P. Sagaut and T. Gomez, Analysis of turbulent skin friction generated in flow along a cylinder, *Physics of Fluids*, 23, 065106, 2011
- [79] W. Rodi, Comparison of LES and RANS calculations of the flow around bluff bodies, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 69-71 (1997) 55-75
- [80] P Catalano, Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24(2003):463-469.
- [81] V Krishnan, K.D. Squires, J.R. Forsythe, Prediction of the Flow Around a Circular Cylinder at High Reynolds Number, AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 2006.
- [82] S. Dong, G.E. Karniadakis, DNS of flow past a stationary and oscillating cylinder at $Re = 10\,000$, *Journal of Fluids and Structures*, 20(4):519-531, 2005
- [83] S. Muppidi, K. Mahesh, Direct numerical simulation of round turbulent jets in crossflow, *Journal of Fluid Mechanics*, 574:59-84, 2007
- [84] IEC 60287-2-1: Electric cables – Calculation of the current rating – Part 2-1: Thermal resistance – Calculation of thermal resistance. Copy-right ©International Electrotechnical Commission (IEC), 2006
- [85] Goldenberg H, Digital calculation of quantities given graphically in IEC 287, 1973.
- [86] G.J Anders, Rating of cables on riser poles, in trays, in tunnels and shafts – a review, *IEEE Transaction on Power Delivery*, 11(1):3-11, January 1996
- [87] Cigré, The calculation of continuous ratings for forced-cooled cables, *Electra* 66, 1979
- [88] J.H. Neherand, M.H. McGrath, The Calculation of the Temperature Rise and Load Capability of Cable Systems, *AIEE*, 76(3):752-764, April 1957
- [89] M. Matsumura, K. Fukuda, E. Fujiwara, T. Shiro, Transmission Capacity Design of Underground Power Cables installed in Deep Tunnel, *IEEE Power Engineering Society General Meeting*, 2006
- [90] E. Dorison, G.J Anders, Current rating of cables installed in deep or ventilated tunnels, *Jicable 2011 rapport C.8.3*
- [91] E. Dorison, G.J Anders and F Lesur, Ampacity Calculations for Deeply Buried Cables, *IEEE Transaction on Power Delivery*, 25(2):524-533, April 2010
- [92] A Neale, D Derome, B Blocken, J Carmeliet, CFD calculation of convective heat transfer coefficients and validation – Part 2: Turbulent flow, *Annexe 41 – Kyoto*, April 3rd to 5th, 2006
- [93] J.V Beck et al, Comparison of some inverse heat conduction methods using experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39 Issue 17, 1996
- [94] G.J Anders, M. Coates and M. Chaaban, Ampacity calculation for cables in hallow troughs, *IEEE Transactions on Power Delivery*, 25(4):2064-2072, October 2010
- [95] G.J Anders, Rating of Electric Power Cables in Unfavourable Thermal Environment, *IEEE Press series on Power Engineering*, John Wiley & Sons Inc, Hoboken, NJ, 1st Edition, 2005

- [96] B. Watel, S. Harmand, B. Desmet, Influence of Flow Velocity and Fin Spacing on the Forced Convective Heat Transfer from an Annular-Finned Tube, JSME International Journal, 1999
- [97] J. Bell, R. Mehta, Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels, Stanford University, 1988.
- [98] IEC 60287-1-1: Electric cables – Calculation of the current rating – Part 1-1: Current rating equations (100% load factor) and calculation of losses - General. Copy-right ©International Electrotechnical Commission (IEC), 2006
- [99] IEC 60288, Conductors of insulated cables – General, Copy-Right ©International Electrotechnical Commission (IEC), 2004
- [100] C. Moreau, « Modélisation du transfert thermique des câbles en galerie » Note d'opportunité d'une thèse, Note technique H-M24-2013-00567A-FR, 2013
- [101] F. Boukrouche, C. Moreau, « Modélisation du transfert thermique des câbles en galerie » Programme des essais sur maquette, Note technique H-M24-2015-04807-FR, 2015
- [102] F. Boukrouche, C. Moreau, Thèse "Modélisation du transfert thermique des câbles en galerie" Avancement de l'étude, Note technique H-M24-2015-05757-FR, 2015

Annexe A : Liste des publications

F. Boukrouche *et. al*, A Thermal Study of Power Cables Cooling in Tunnels, Paper to Eurotherm-Conference series, 2016

F. Boukrouche *et. al*, Mock-up Study of the Effect of Wall distance on the Thermal Rating of Power Cables in Ventilated Tunnels, IEEE Transaction on Power Delivery, issue 99, accepted on November 15 2016

Annexe B : Dimensionnement du moyen d'essais

B.1. Calcul de similitude

Afin de représenter l'écoulement d'air d'une galerie réelle, des calculs de similitude sont nécessaires pour décider des dimensions de la maquette.

L'écoulement est caractérisé par son nombre de Reynolds Re_{D_h} défini par :

$$Re_{D_h} = \frac{UD_h}{\nu} \quad (\text{B100})$$

U	Vitesse moyenne
D_h	Diamètre hydraulique
$D_h = \frac{4S}{P}$	
ν	Viscosité cinématique

Pour une vitesse d'air en galerie de 5m/s, le nombre de Reynolds est $Re_{e,réel} = 8,5 \cdot 10^5$.

Ce nombre de Reynolds est dans la plage pleinement turbulente (> 2000 pour une conduite).

L'écoulement va donc avoir besoin d'une longueur d'établissement pour atteindre son régime permanent. La longueur d'établissement dépend des dimensions de la conduite et du régime d'écoulement en présence.

$$L_{hydro} = f(D_h, Re) \quad (\text{B101})$$

Cette longueur, dont l'ordre de grandeur est entre $10D_h$ et $60D_h$ peut se calculer un peu plus précisément par la formule ci-dessous issue [8] :

$$L_{hydro} = D_h 0,623 Re^{\frac{1}{4}} \quad (\text{B102})$$

Ce qui donne une longueur de $L_{hydro} = 48,7$ m pour la galerie réelle de $D_h = 2,07$ m.

Les dimensions idéales de la maquette doivent respecter plusieurs facteurs :

- Le même régime d'écoulement qu'en galerie pour la plage de vitesse à modéliser. Les nombres de Reynolds doivent donc être similaires : $Re_{e,réel} \approx Re_{e,maquette}$
- Un rapport de blocage similaire entre la veine d'essai et les câbles instrumentés dans une galerie. Celui-ci est défini par :

$$r = S_{câble} / S_{galerie} \quad (\text{B103})$$

On recherche $D_{h,maquette}$ pour le même régime d'écoulement et une longueur d'établissement acceptable ($L_{hydro,maquette}$ entre 5 m et 6 m). De (B3) :

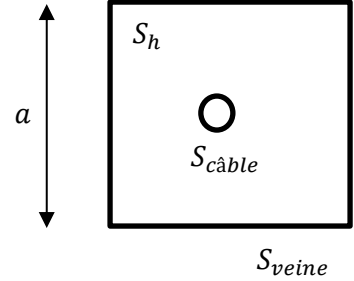
$$D_{h,maquette} = \frac{L_{hydro,maquette}}{0,623 R_e^{\frac{1}{4}}} \quad (\text{B104})$$

La veine d'essai sera de section carrée, de côté « a ». Le diamètre hydraulique calculé ci-dessus est considéré comme celui d'une section de passage carrée de côté $D_{h,maquette}$.

En considérant une section carrée pour la veine d'essai, on calcule les dimensions de la veine et des modèles réduits de câble :

$$S_h = S_{veine} - S_{câble} \quad (\text{B105})$$

$$D_{h,maquette}^2 = a^2 - \frac{\pi}{4} D_{câble}^2 \quad (\text{B106})$$



En utilisant (4) et (6) on a :

$$D_{h,maquette}^2 = S_{veine} - r S_{veine} \quad (\text{B107})$$

$$D_{h,maquette}^2 = a^2 (1 - r) \quad (\text{B108})$$

$$a = \frac{D_{h,maquette}}{\sqrt{1 - r}} \quad (\text{B109})$$

Puis, en réutilisant (4) on obtient :

$$D_{câble} = 2a \sqrt{\frac{r}{\pi}} \quad (\text{B110})$$

Le débit dans la veine d'essai est obtenu par :

$$Q_{veine} = \frac{R_e v}{D_{h,maquette}} \quad (\text{B111})$$

B.2. Choix des dimensions caractéristiques de la veine

Afin d'avoir des dimensions acceptables, le dimensionnement de la maquette est effectué avec les approximations suivantes :

- Les modèles réduits ont proportionnellement un diamètre 1.2 fois plus grand que les câbles réels (de diamètre 0,144 m).
- La galerie représentée est assimilée à une galerie carrée de 2,07 m de côté.
- Les dimensions du hall d'essai (10 m x 11 m) limitent la longueur de la maquette à au plus 9 m.

Choix des dimensions de la veine et des câbles instrumentés :

$$L_{hydro,maquette} = 6 \text{ m}$$

$$Q_{veine,max} = 4,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a = 0,33 \text{ m}$$

$$D_{câble} = 0,029 \text{ m}$$

$$L_{maquette} = 8,5 \text{ m}$$

Un espace est laissé pour les éléments tels qu'un ventilateur et du divergent en fin de veine (dimensionnés dans les parties suivantes).

B.3. Dimensionnement mécanique et thermique

La maquette doit servir à mesurer de manière précise la température le long des câbles mais aussi sur leur pourtour.

Pour cela, les câbles doivent être maintenus à l'horizontal sur les 8m afin que le développement de la couche limite turbulente le long du câble soit de bonne qualité. La flèche des barreaux, due à leurs poids, doit donc être minimisée. En effet une flèche de plusieurs centimètres du barreau va modifier l'écoulement en surface et perturber l'établissement de l'échange de chaleur turbulent que l'on cherche à évaluer.

De plus la mesure de température sur le pourtour d'un câble de faible diamètre nécessite l'utilisation de matériaux adéquats pour pouvoir visualiser un gradient de température sur le pourtour lorsque le refroidissement est inégalement réparti (Exemple : proximité d'autres câbles bloquant l'écoulement d'air, proximité avec une paroi, etc.).

Ces deux exigences vont guider le choix des matériaux pour la constitution des câbles.

B.3.1. Dimensionnement thermique - Visualisation d'un gradient en surface de câble

L'objectif de la maquette étant d'étudier la distribution de température en surface des câbles instrumentés, il est nécessaire de faire en sorte qu'un gradient de température soit bien observable en surface. En particulier dans la direction azimutale une différence de quelques degrés doit pouvoir être observée entre le haut et le bas du câble lorsque le refroidissement du câble est dissymétrique (pour cause de blocage du flux d'air par d'autres câbles ou par la paroi, sources de températures multiples dans la galerie, etc.).

Plusieurs simulations COMSOL ont été réalisées afin de vérifier l'existence de gradients de température sur le pourtour des câbles instrumentés. Ces simulations s'effectuent en 2D sur une moitié de câbles (cf. Figure 122) avec un coefficient de convection variant linéairement sur le pourtour du câble, comme présenté en Figure 121.

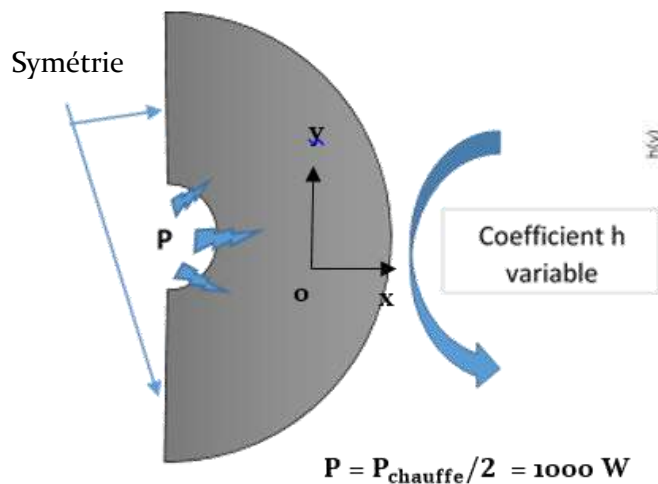


Figure 122 : Conditions limites

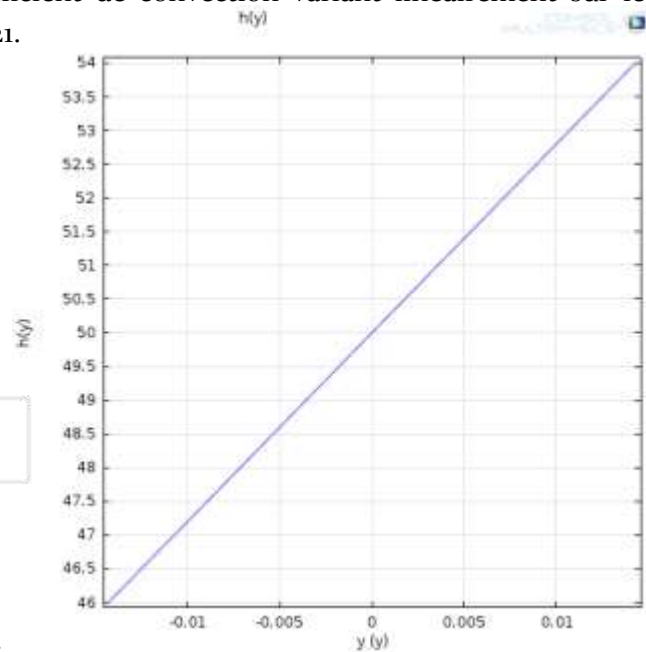


Figure 121 : Profil du coefficient de convection variable

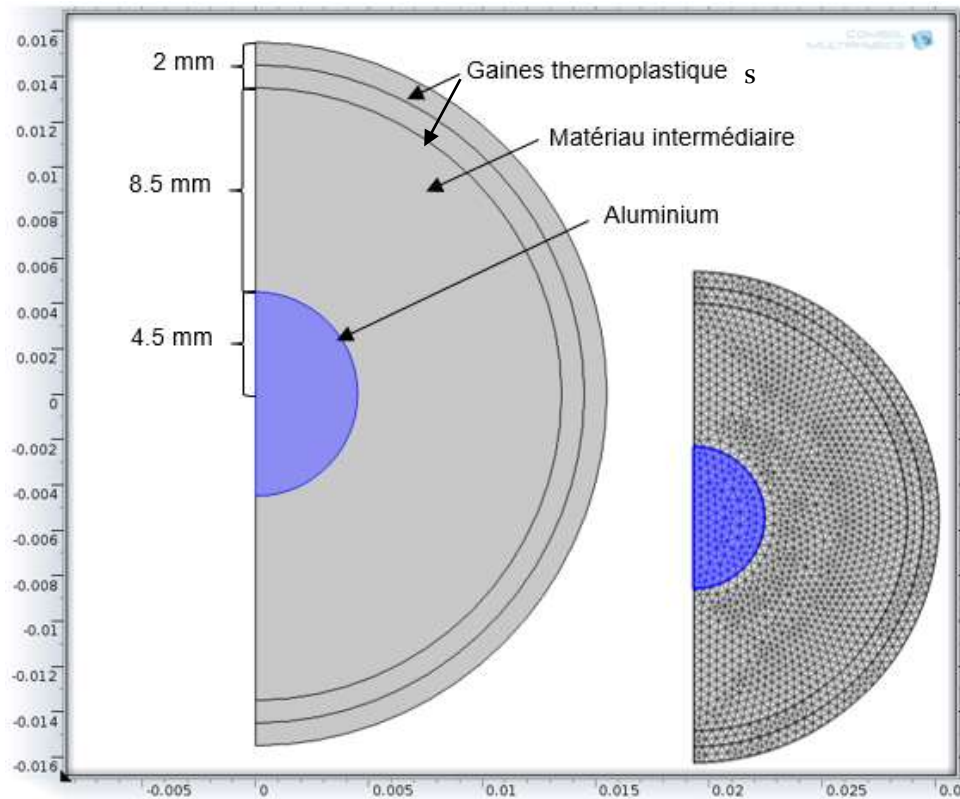
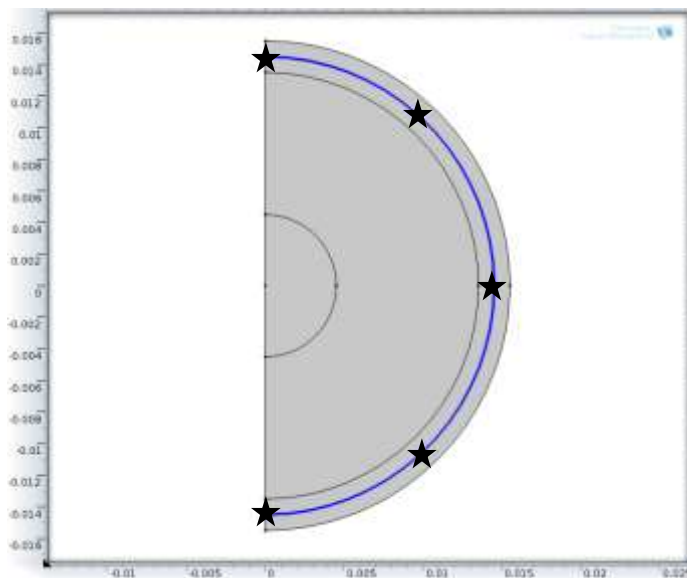


Figure 123 : Géométrie et maillage

Le conducteur central reste en aluminium pour toutes les simulations (cf. Figure 123). Une gaine thermoplastique en PE est prévue pour permettre un bon état de surface des câbles après le placement de l'instrumentation. Cette gaine à une épaisseur de 1 mm.



Les thermocouples sont placés sur la couche PE interne (cf. Figure 124).

La gaine PE est là pour assurer un bon état de surface et permet d'avoir un gradient de température entre les thermocouples et la surface (important pour l'utilisation des méthodes inverses).

Figure 124 : Position des thermocouples

Plusieurs configurations de matériaux pour les trois couches autour du conducteur ont été testées, dont les caractéristiques thermiques sont présentées dans le Tableau 14 :

MATERIAUX	CONDUCTIVITE THERMIQUE $k_{matériau} (W.m^{-1}.K^{-1})$	CHALEUR SPECIFIQUE $C_p. J.kg^{-1}.K^{-1}$
ACIER	44.5	475
CERAMIQUE ALUMINE	29	900
CERAMIQUE CARBURE DE SILICIUM SIC	180	680
MULLITE C610	2 – 6(*)	900
PE (GAINES)	0.286	1900
ALUMINUMU (AME)	238	900

(*) La valeur de $2 W.m^{-1}.K^{-1}$ est donnée par le fournisseur [4], une valeur montant jusqu'à $6 W.m^{-1}.K^{-1}$ peut être trouvée dans la littérature. La première est utilisée pour les simulations.

Tableau 14 : Matériaux utilisés et caractéristiques thermiques

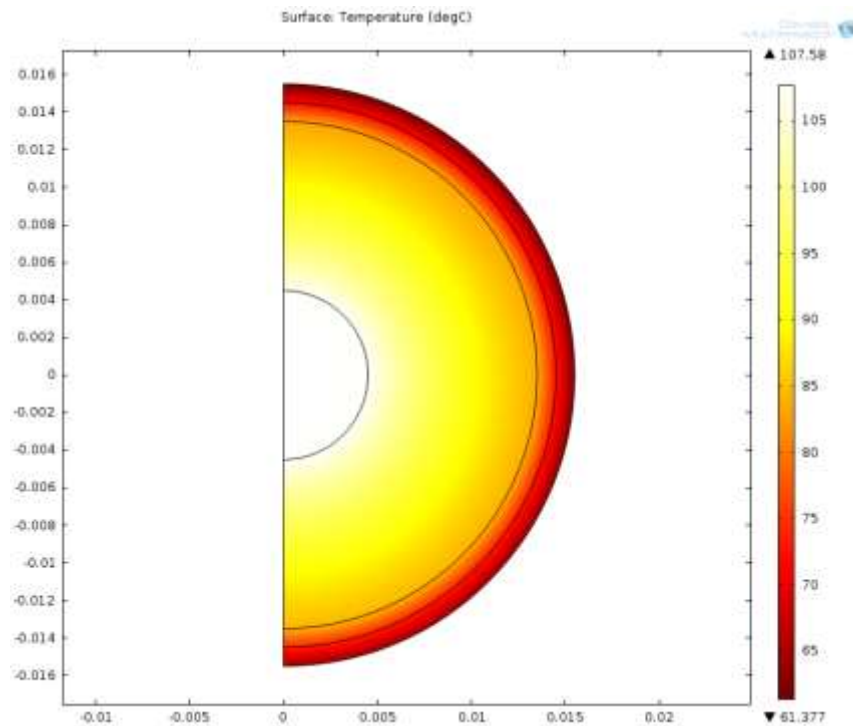


Figure 125 : Profil de température pour le cas de Mullite enveloppée dans deux gaines PE

La différence pour le coefficient de convection appliqué en surface est délibérément faible ($8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), cf Figure 1. Ceci est fait dans le but de définir la configuration de matériaux la plus sensible à un changement dans le refroidissement des câbles, en étudiant le profil de température obtenu numériquement (cf. Figure 125)

B.3.2. Dimensionnement mécanique – Calcul de flèche

Les calculs ci-dessous ont été réalisés avec COMSOL Multiphysics.

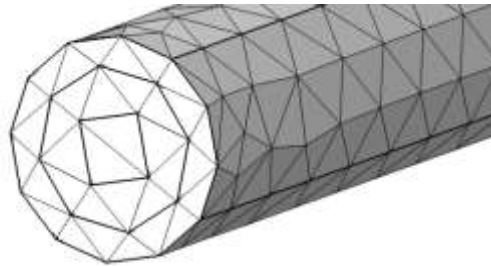


Figure 126 : Maillage COMSOL 3D – Câble maquette

La vitesse importante prévue dans la veine risque de créer une oscillation des câbles dans la veine, phénomène qui fausserait les mesures effectuées. Ce risque augmente encore dans le cas d'une flèche importante des câbles entre leurs supports.

Afin de minimiser la flèche qui apparaîtra sous l'effet du poids de la barre, le matériau de celle-ci doit avoir une rigidité élevée. Ceci implique un rapport module d'Young par rapport à la masse volumique (E/ρ) le plus élevé possible. Les matériaux composites et les céramiques respectent bien ce critère.

En revanche, la conductivité thermique des composites n'étant pas homogène (matériaux étant fait à base de fibres, la chaleur se diffuse dans une direction privilégiée), ils ne sont pas un bon choix pour notre application.

Les céramiques en revanche ont des propriétés thermiques homogènes, une faible conductivité thermique (intéressant afin d'observer des gradients de température en surface lors de faibles variations de l'échange thermique) et une rigidité élevée.

Dans la suite un acier et trois céramiques sont alors testés, leurs caractéristiques physiques sont présentées dans le Tableau 15 :

MATERIAUX	MODULE DE YOUNG (GPa)	MASSE VOLUMIQUE kg. m^{-3}
ACIER	$E_{acier} = 220 \text{ Gpa}$	$\rho_{acier} = 7850 \text{ kg. m}^{-3}$
ALUMINE 99,5% Al_2O_3	$E_{alumine} = 370 \text{ Gpa}$	$\rho_{alumine} = 3860 \text{ kg. m}^{-3}$
CARBURE DE SILICIUM SIC	$E_{Sic} = 410 \text{ Gpa}$	$\rho_{Sic} = 3100 \text{ kg. m}^{-3}$
MULLITE C610	$E_{mullite} = 120 \text{ Gpa}$	$\rho_{mullite} = 2700 \text{ kg. m}^{-3}$
PE (GAINES)	$E_{PE} = 0,15 \text{ GPa}$	$\rho_{PE} = 2700 \text{ kg. m}^{-3}$
ALUMINIUM (AME)	$E_{aluminium} = 66 \text{ Gpa}$	$\rho_{aluminium} = 3100 \text{ kg. m}^{-3}$

Tableau 15 : Matériaux utilisés et caractéristiques mécaniques

Le nombre d'appuis nécessaires doit aussi être minimisé pour avoir le moins de perturbation du flux d'air possible dans la veine d'essai. Les résultats présentés montrent les configurations permettant de minimiser la flèche avec le minimum d'appuis. Une flèche de l'ordre du millimètre est recherchée.

B.3.3. Résultats et choix du modèle réduit de câble

Le tableau 16 résume les résultats obtenus. Les flèches ont été calculées pour les cas d'un support au milieu (4 m) et deux appuis (3 m et 5 m).

MATERIAUX	GRADIENT DE TEMPERATURE OBSERVABLE	FLECHE MINIMALE 1 APPUI	2 APPUIS	OBSERVATIONS
ACIER	1°C	7,6 mm	3,2 mm	
ALUMINE	1°C	3,1 mm	1,4 mm	
CARBURE DE SILICIUM	0,9°C	2,2 mm	0,9 mm	
MULLITE C610	2,2°C	4 mm	1,7 mm	moins cher

Tableau 16 : Résultats de l'étude thermomécanique sans couche PE

Les profils de température et de flèches avec une Mullite C610 sont donnés en Annexe 1 pour un et deux appuis.

B.4. Dimensionnement électrique

La source de chaleur est un barreau central alimenté en électricité et la température en surface à atteindre est de l'ordre des 60°C.

L'intensité nécessaire est calculée pour une température sur l'âme de 90°C. La résistivité électrique de l'aluminium se calcule par la formule (B13) [98] avec les valeurs du Tableau 17 pour α_{20} et R_0 :

$$\rho_{alu} = R_0(1 + \alpha_{20}(90 - 20)) \quad (\text{B112})$$

Puis la résistance électrique pour une longueur unitaire s'écrit :

$$R_{alu} = \frac{\rho_{alu}}{S_{alu}} \quad (\text{B113})$$

La puissance est donnée par :

$$P = R_{alu}I^2 \quad (\text{B114})$$

Le gradient de température entre l'âme et l'air s'écrit donc avec les résistances thermiques de chaque couche :

$$\Delta\theta = P(T_{mullite} + T_{gaine1} + T_{gaine2} + T_4) \quad (\text{B115})$$

Où les résistances thermiques ont pour expressions, avec les valeurs du Tableau 18 :

	MATERIAUX	DIAMETRES D_{ext} (mm)	λ_{mat} (W. m ⁻¹ . K ⁻¹)	RESISTANCES THERMIQUES
$T_{mat} = \frac{1}{2\pi\lambda_{mat}} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)$	ALUMINIUM	9	2699	-
	MULLITE	26	6	0,0281
$T_4 = \frac{1}{\pi h_{conv} D_{ext}}$	PE COUCHE 1	28	0,286	0,0413
	PE COUCHE 2	30	0,286	0,0384
	AIR	-	0,026	0,1516

Tableau 18 : Caractéristiques thermiques matériaux

Avec la corrélation de Weedy et El Zayyat [40] pour la convection à la surface d'un câble seul :

$$h_{conv} = \left(\frac{\lambda_{air}}{0,3571} \right) 0.023 R_e^{0,8} Pr^{0,4} \quad (\text{B118})$$

Pour une intensité donnée, la puissance est calculée puis le gradient entre l'âme et l'air. On recherche l'intensité nécessaire à un gradient de 70°C entre l'âme et l'air.

L'intensité nécessaire est alors de **690 A**. Une température de 71°C est atteinte sur les thermocouples, 61°C sur la surface des câbles instrumentés.

B.5. Dimensionnement ventilation

Le choix d'un ventilateur approprié pour atteindre les débits d'air nécessaires au fonctionnement de la maquette passe par le calcul des pertes de charge dans la veine d'essai.

La ventilation prévue doit se faire en aspiration (cela permet une meilleure qualité de l'écoulement dans la veine).

B.5.1. Pertes de charge régulières :

Les pertes de charge linéaires ou régulières sont dues aux frottements de l'air sur les parois des conduits. Elles sont caractérisées par le facteur de perte de charge Λ dépendant du diamètre de la conduite et de la rugosité de la surface.



Pour les écoulements turbulents où $Re_{D_h} > 5000$, le calcul du facteur de perte de charge est réalisé par la formule de Colebrook (**B119**). Elle permet de décrire tous les types d'écoulement turbulents dans les canalisations en charge.

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re_{D_h} \sqrt{\Lambda}} + \frac{k}{3,7 D_{veine}} \right) \quad (\text{B119})$$

k :	Rugosité (m)
Λ :	Facteur de perte de charge linéique
Re _{D_h} :	Nombre de Reynolds

Extraire analytiquement la valeur de Λ dans cette équation n'est pas possible, seul un calcul itératif sur Λ permet d'aboutir à la solution du problème. Les résultats de celui-ci sont données dans le Tableau 19.

	L (m)	k	Λ
PARTIE BOIS	5,5	0,03	0,01945
PARTIE PLEXI (*)	2,5	0,0015	0,0128

Tableau 19 : Coefficients de pertes de charge pour chaque matériau utilisé

(*) Partie transparente de la maquette permettant de voir les câbles

Les pertes de charges régulières pour chaque partie de la veine sont calculées par :

$$\Delta h_{mat} = \left(\frac{\Lambda_{mat}}{D_{veine}} \right) \left(L_{mat} \rho_{air} \frac{U^2}{2} \right) \quad (\text{B120})$$

Δh_{mat} : Pertes de charge (Pa)

D_{veine} : Diamètre de la veine

$$D_{veine} = 0,33 \text{ m}$$

ρ_{air} : Masse volumique de l'air

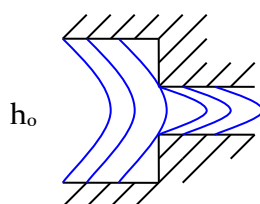
$$\rho_{air} = 1,2 \text{ kg. m}^{-3}$$

L_{mat} : Longueur de veine constituée en bois ou en plexiglass

U : Vitesse moyenne

B.5.2. Pertes de charges singulières :

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure, etc.



$\Delta h = h_i - h_o$ la hauteur piézométrique

Coefficient de perte de charge est le rapport de la pression perdue Δh (perte d'énergie spécifique) à la pression dynamique dans la section considérée S :

$$\xi = \frac{\Delta h}{\frac{V^2}{2g}} \quad (\text{B121})$$

Δh_d : Perte de charge par décollement

ξ : Facteur de décollement

g : Accélération de la pesanteur

Trois éléments vont générer des pertes de charges de ce type :

– **Le divergent en début de veine :**

Un divergent permet de limiter les pertes de charge en début de veine. L'air est canalisé de façon à ce que les lignes de courant soient les moins perturbées possibles. Les pertes de charge qu'il génère sont de deux types :

Par frottement :

$$\Delta h_f = x \Delta h_{equ} \quad (\text{B122})$$

$$x = \frac{n(n^4 - 1)}{4(n - 1)} \quad (\text{B123})$$

Δh_f : Perte de charge par frottement

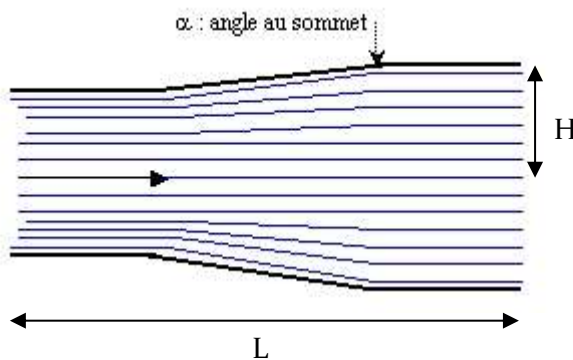
Δh_{equ} : Perte de charge dans une conduite de section égale à la grande section du convergent (Equation (21))

n : Rapport des diamètres $D_{sortie}/D_{entrée}$

Par décollement :

$$\Delta h_d = k \frac{V^2}{2g} \quad (\text{B124})$$

Le facteur de décollement dépend de l'angle au sommet (cf. Figure 128). Le tableau 20 résume les valeurs de k en fonction de l'angle et du rapport des diamètres.



n	6°	8°	10°	15°	20°	30°
1,15	0,006	0,009	0,012	0,022	0,045	0,28
1,25	0,018	0,028	0,04	0,07	0,12	0,25
1,5	0,085	0,138	0,2	0,344	0,6	1,25
1,75	0,23	0,373	0,53	0,934	1,73	3,4
2	0,5	0,791	1,05	1,98	3,5	7
2,5	1,5	2,42	3,4	6,07	11	-

Figure 127 : Ligne de courant dans un divergent

Tableau 20 : Valeur de k en fonction de n et α

Le design du divergent lui-même est donnée par le polynôme de Bell et Mehta [97].

$$H(x) = H_i - (H_i - H_o)[6x'^5 - 15x'^4 + 10x'^3] \quad (\text{B125})$$

$$x' = \frac{x}{L}$$

(B126)

H_i : Demi hauteur d'entrée du divergent

H_o : Demi hauteur de sortie du divergent

x : Position dans le divergent

Une attention particulière doit être portée sur le rapport L/H qui doit être de l'ordre de 1 pour limiter l'angle au sommet au plus à $22,5^\circ$. Trop loin de cette valeur des décollements apparaissent.

– **Les nids d'abeille :**

Les nids d'abeille servent deux objectifs. Le premier est de lisser les perturbations dues aux entrées et sorties. Le second est de servir de support pour les câbles instrumentés.

$$\xi = \lambda_{na} \left(3 + \frac{l_0}{d_{H,na}} \right) \left(\frac{S_1}{S_0} \right)^2 + \xi_{choc} + \left(1.7 + \frac{\lambda_{na} l_0}{d_{H,na}} \right) \left(\frac{S_1}{S_0} \right)^2 \dot{T} \quad (\text{B127})$$

Valide pour des valeurs du nombre de Reynolds local R_e^* suivantes :

$$35 \leq R_e^* = \frac{V_{entrée} \Delta}{\nu} \leq 275 \quad (\text{B128})$$

$$\lambda_{na} = 0,375 R_e^{*-0.1} \left(\frac{\Delta}{d_{H,na}} \right)^{0.4} \quad (\text{B129})$$

$$\dot{T} = \frac{T_{out} - T_{in}}{T_{in}} = \frac{25 - 20}{20} = 0,25^\circ\text{C} \quad (\text{B130})$$

λ_{na} : Coefficient de perte de charge par frottement
 l_0 : Longueur du nid d'abeille
 $l_0 = 0,2 \text{ m}$
 Δ : Rugosité relative
 $\Delta = 0,06$
 $d_{H,na}$: Diamètre des nids d'abeille
 $d_{H,na} \approx \frac{l_0}{8} \approx 0,025 \text{ m}$
 S_1, S_0 : Maître couple et Section

La perte de charge est alors calculée grâce à la formule (**B131**).

– **Un élargissement brusque en entrée de ventilation :**

$$\Delta h_{\text{élargissement}} = \frac{V^2}{2g} \left[1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right]^2 \quad (\text{B131})$$

B.5.3. Pertes de charges totales

On somme la totalité des pertes de charge. Trois nids d'abeilles sont ici pris en compte. Cela permettra de ne pas se retrouver en limite de régime du réglage du ventilateur choisi lors des essais (ce qui peut amener des phénomènes de vibrations qui perturberont les mesures).

$$\Delta h_{tot} = \Delta h_{bois} + \Delta h_{plexi} + \Delta h_{\text{élargissement}} + \Delta h_{\text{divergent}} + 3\Delta h_{\text{nid d'abeille}} \quad (B132)$$

Re^*	λ	ξ	$U_{reel} (m.s^{-1})$	$V_{maq} (m.s^{-1})$	Re_{maq}	$Q_{maq} (m^3.s^{-1})$	$\Delta h_{tot} (Pa)$
29,0	0,005	0,496	1	7,3	1,69E+05	0,9	74,2
34,8	0,005	0,495	1,2	8,8	2,03E+05	1,1	106,6
40,6	0,005	0,494	1,4	10,3	2,37E+05	1,3	145,0
46,4	0,005	0,493	1,6	11,7	2,71E+05	1,4	189,1
52,2	0,005	0,492	1,8	13,2	3,04E+05	1,6	239,1
58,0	0,005	0,492	2	14,7	3,38E+05	1,8	294,9
63,8	0,005	0,491	2,2	16,2	3,72E+05	2,0	356,5
69,6	0,005	0,490	2,4	17,6	4,06E+05	2,2	424,0
75,4	0,005	0,490	2,6	19,1	4,40E+05	2,3	497,2
81,2	0,005	0,489	2,8	20,6	4,73E+05	2,5	576,3
87,0	0,005	0,489	3	22,0	5,07E+05	2,7	661,2
92,8	0,005	0,488	3,2	23,5	5,41E+05	2,9	751,9
98,5	0,005	0,488	3,4	25,0	5,75E+05	3,1	848,4
104,3	0,005	0,488	3,6	26,4	6,09E+05	3,2	950,7
110,1	0,005	0,487	3,8	27,9	6,43E+05	3,4	1058,7
115,9	0,005	0,487	4	29,4	6,76E+05	3,6	1172,6
121,7	0,005	0,487	4,2	30,8	7,10E+05	3,8	1292,3
127,5	0,005	0,486	4,4	32,3	7,44E+05	4,0	1417,8
133,3	0,005	0,486	4,6	33,8	7,78E+05	4,1	1549,0
139,1	0,005	0,486	4,8	35,2	8,12E+05	4,3	1686,1
144,9	0,005	0,486	5,0	36,7	8,45E+05	4,5	1828,9

Tableau 21 : Perte de charge totale en fonction de la vitesse dans la veine d'essai

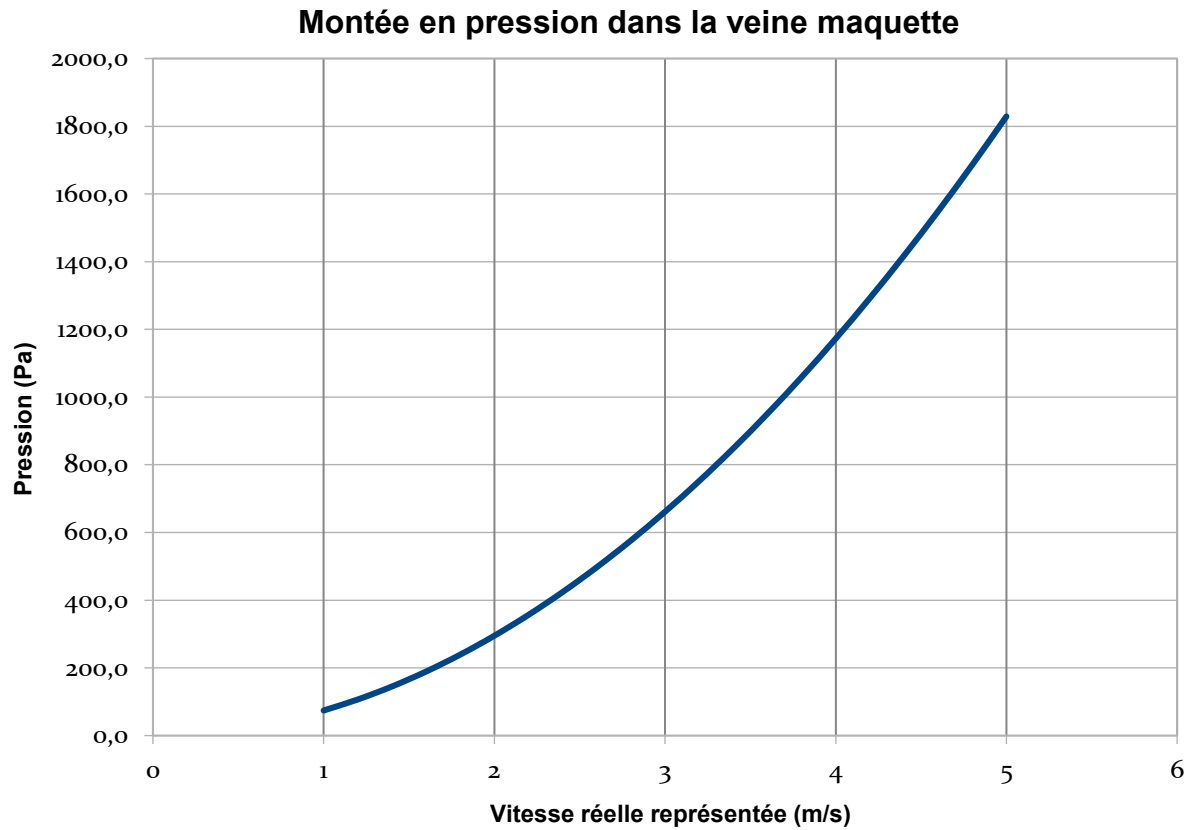


Figure 128 : Montée en pression dans la veine d'essai en fonction de la vitesse dans la veine

Le ventilateur devra être capable de fournir une chute de pression de 2000 Pa et un débit de 5 m^3 ($4,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} + 15\%$ de marge).

Annexe C : Exemple de calcul des intervalles de confiance

La Figure 129 décrit le processus de calcul des incertitudes par méthode de Monte Carlo. Ce calcul est réalisé par macro sur Excel pour toutes les configurations. Les indices α caractérisent les variables locales, les indices N caractérisent les variables aléatoires issues de la loi normale inverse utilisée.

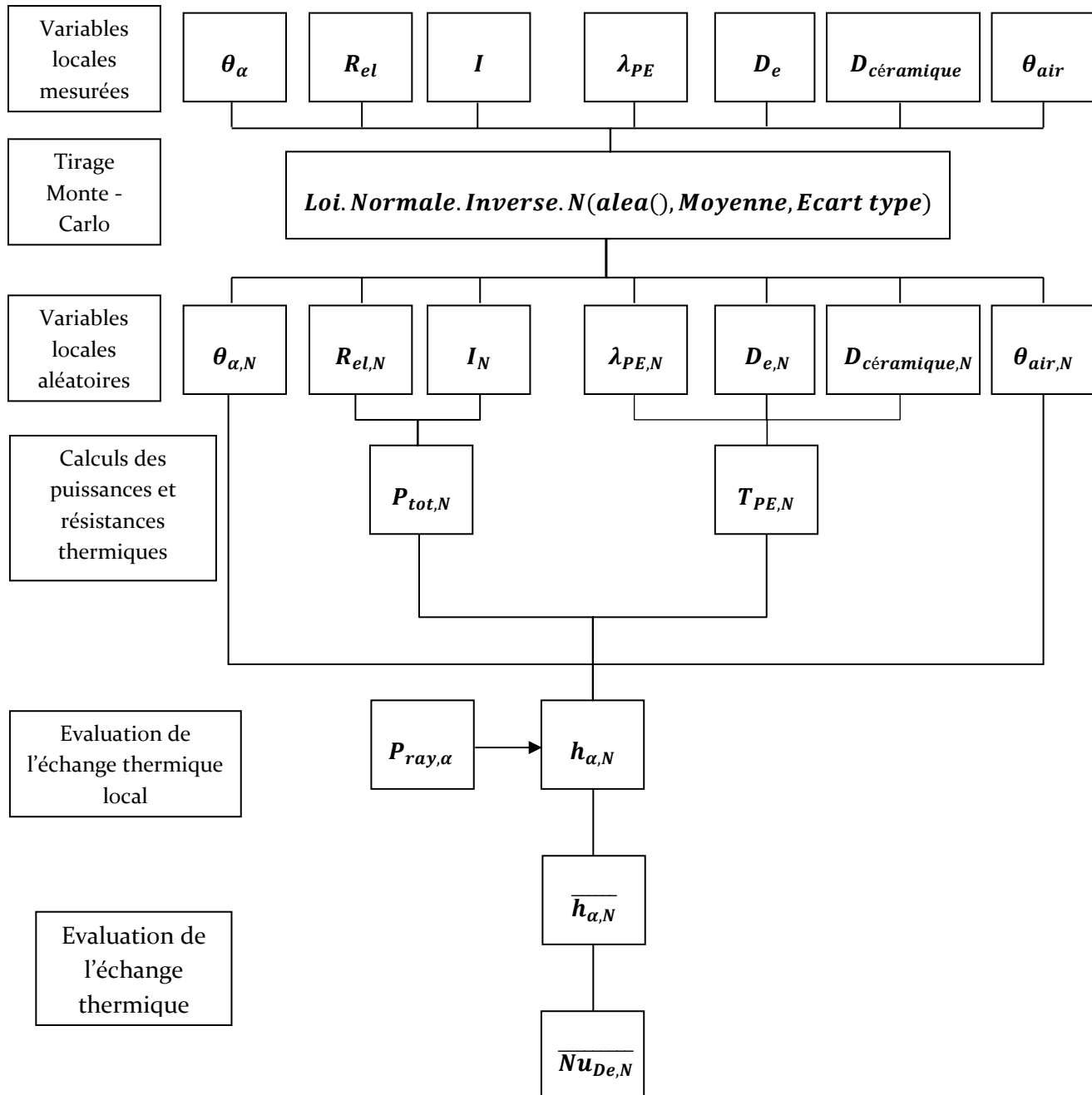


Figure 129 : Processus du calcul des incertitudes des nombres de Nusselt par méthode de Monte Carlo

Annexe D : Calcul de l'intensité maximale admissible en permanence (IMAP)

Le calcul présenté ci-dessous est la mise en application de la modélisation CEI exposée dans le document. Le calcul est ici réalisé pour un groupe trèfle placé au centre d'un tunnel de 1 km ventilé à 2 m.s^{-1} .

Câbles	Symbole	Valeur	Unité
Nombre de câbles	N	3	-
Nombre de conducteurs dans chaque câble	n	1	-
Diamètre externe d'un câble	D_e^*	0,122	m
Résistance électrique en courant alternative à la température maximale de fonctionnement	R	1,63E-05	$\Omega. \text{m}^{-1}$
Pertes diélectriques par unité de longueur par phase	W_d	4,0	W. m^{-1}
Facteur de pertes dans les écrans	λ_i	0,04503	-
Température maximale de fonctionnement	θ_{max}	90	$^{\circ}\text{C}$
Résistance thermique entre l'âme et l'écran	T_i	0,341	K. m. W^{-1}
Résistance thermique de la gaine extérieure	T_3	0,038	K. m. W^{-1}
Tunnel et sol environnant			
Résistivité thermique du sol	ρ_{soil}	1,0	K. m. W^{-1}
Profondeur de l'axe du tunnel	L_t	4,0	m
Diamètre interne du tunnel	D_t	3,0	m
Longueur du tunnel	L	1000	m
Température au niveau du sol	θ_a	20	$^{\circ}\text{C}$
Température de l'air à l'entrée du tunnel	$\theta_{at}(o)$	20	$^{\circ}\text{C}$
Vitesse d'air	U	2	m. s^{-1}
Constantes			
Coefficient de Weedy et El Zayyat (configuration trèfle)	K_{cv}	0,07	-
Facteur de rayonnement	K_r	0,90	-
Emissivité de la surface du câble	K_t	0,90	-

Tableau 22 : Données d'entrée pour le calcul CEI d'illustration

Itération	Formule	1	2	3
$\theta_s(L)$ présumée		20	55,36	54,92
$\theta_t(L)$ présumée		20	35,88	37,07
$\theta_{at}(L)$ présumée		20	35,00	35,87
T_e	11	0,261	0,261	0,261
T_{st}	43	0,5646	0,4387	0,4372
k_{air}		0,026	0,027	0,027
ν		$1,51 \times 10^{-5}$	$1,6525 \times 10^{-5}$	$1,666 \times 10^{-5}$
Re		16159	14765	14692
T_{as}	44	0,3261	0,3318	0,3321
Pr	45	0,710	0,706	0,706
T_{at}	45	0,0205	0,0212	0,0213
T_s	Fig. 21	0,0644	0,0582	0,0581
T_t	Fig. 21	0,0112	0,0112	0,0112
T_a	Fig. 21	0,007	0,0084	0,0085
C_{pair}		1206	1142	1139
$\Delta\theta_0$	51	0	0	0
C_{av}	36	17044	16144	16097
T_{4t}	57	0,3648	0,3559	0,3561
I	34	2337	2352	2352
W_c	19	88,9	90,1	90,0
W_k	35	96,93	98,13	98,09
$\theta_{at}(L)$	48	35,00	35,87	35,90
$W_a(L)$	49	229,83	228,87	228,6
$\theta_s(L)$	53	55,36	54,92	54,93
$\theta_t(L)$	54	35,88	37,07	37,11

Figure 130 : Calcul CEI pour le cas d'un trèfle jointif

RESUME

Une analyse critique de la modélisation des échanges thermiques des câbles d'énergie en galerie est réalisée, avec l'étude de facteurs d'influences propres aux modes de pose des câbles dans ces ouvrages. Les câbles, de plusieurs kilomètres, chauffent du fait du courant transmis dans leurs âmes. Ils sont alors refroidis par une convection forcée turbulente, dans l'axe des câbles, et échangent par rayonnement avec les parois. Pour étudier ce refroidissement, un banc d'essais expérimental a été conçu, en similitude de Reynolds, modélisant différents câbles soumis à un écoulement turbulent développé. Les résultats sont comparés et étayés par des simulations numériques 3D, développées sous l'outil OpenFOAM. Les études réalisées ont permis de mettre en évidence la mésestimation importante de l'échange convectif par la norme existante. Celle-ci propose un refroidissement qui se compose en réalité pour un tiers de l'effet de supports maintenant les câbles et d'un autre tiers d'un écoulement encore en début d'établissement. Le dernier tiers étant le refroidissement effectif des câbles. L'impact des groupements des câbles est aussi étudié, avec un résultat étonnant où un groupe de deux câbles en nappe est trouvé mieux refroidi qu'un seul, lorsque ceux-ci sont placés en proche paroi de la galerie. A l'issue des travaux, une unique loi de refroidissement conservative est proposée, permettant de modéliser tous les cas traités. Cette loi a un impact important sur l'intensité maximale admissible des câbles, qui est dégradée de 5% à 9% par rapport à précédemment pour un cas idéalisé.

Mots clés : Convection Axiale Forcée, Ecoulement Turbulent Développé, Maquette, Anémométrie Fil Chaud, Analyse Thermique Locale, Câbles d'Energie, Dimensionnement Thermique, Galeries

ABSTRACT

A critical analysis of the thermal rating of power cables in tunnels is carried out, with the study of factors of influence specific to cable laying constraints. The heat generation in the cables, due to the transiting current, is dissipated by an axial turbulent forced convection and by radiation with the tunnel walls. To characterize this cooling, an experimental mock-up tunnel has been designed, modelling various cables in a fully-developed turbulent flow. The results are compared and bolstered by 3D numerical simulations, developed under the OpenFOAM code. The studies have highlighted an important underestimation of the convective exchange by the existing standard. Their cooling law is actually a sum of the effects of racks supporting the cables, for a third, and the effect of a flow still underdeveloped for another third. The last third being the actual cooling of the cables. The impact of groups configurations is also studied, with an astonishing result for groups of two cables, which are better cooled than a single cable case, when installed close to a wall. Following the analysis, a single conservative cooling law is proposed to model all studied cases. This law has a significant impact on the permissible current in the cables, which is downgraded from 5% to 9% from previous ratings.

Keywords: Axial Forced Convection, Fully-developed Turbulent Flow, Mock-up, Hot-wire anemometry, Local Heat Transfer Analysis, Power Cables, Cable Thermal Rating, Power Tunnels