



HAL
open science

Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge

Patrick Cherdieu

► **To cite this version:**

Patrick Cherdieu. Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge. Autre. Ecole Centrale de Lille, 2013. Français. NNT : 2013ECLI0020 . tel-00952814

HAL Id: tel-00952814

<https://theses.hal.science/tel-00952814>

Submitted on 27 Feb 2014

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

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

N° d'ordre : 233

ÉCOLE CENTRALE DE LILLE

THÈSE

présentée en vue
d'obtenir le grade de

DOCTEUR

en

Mécanique

par

Patrick CHERDIEU

DOCTORAT DELIVRÉ PAR L'ÉCOLE CENTRALE DE LILLE

Titre de la Thèse :

**CONTRÔLE DU DÉCOLLEMENT DANS UN DIFFUSEUR AUBÉ DE
TURBOMACHINE CENTRIFUGE**

Soutenue le 20 décembre 2013 devant le jury d'examen :

Président	G. Bois, Professeur des Universités, Arts et Métiers ParisTech, Lille.
Rapporteur	J.-Y. Champagne, Professeur, LMFA-INSA, INSA de Lyon.
Rapporteur	G. Descombes, Professeur, CNAM, Chaire de Turbomachines, Paris.
Co-encadrant	A. Dazin, Maître de conférences, Arts et Métiers ParisTech, Lille.
Examineur	S. Duplaa, Enseignant-Chercheur, ISAE, Toulouse.
Directeur de thèse	P. Dupont, Maître de conférences HDR, École Centrale de Lille.

Thèse préparée au Laboratoire de Mécanique de Lille

Ecole Doctorale SPI 072 (Lille I, Lille III, Artois, ULCO, UVHC, EC Lille)

PRES Université Lille Nord-de-France



Résumé

L'amélioration de la performance des turbomachines fonctionnant loin de leur point d'adaptation passe par la maîtrise des phénomènes instationnaires qui se produisent dans ces différents organes. L'étude présentée ici se concentre sur les interactions entre une roue de ventilateur centrifuge et son diffuseur. Elle vise, par des mesures de pression sur les différentes parois du diffuseur, ainsi que par des sondages dans les canaux inter-aubages à analyser finement ces phénomènes instationnaires et notamment les décollements fluctuants apparaissant sur les aubes à sur débit, et à mesurer leur influence sur la performance du diffuseur. Dans un second temps, un dispositif de contrôle passif de ces décollements utilisant des générateurs de vortex est proposé. Plusieurs configurations sont testés et leurs résultats sont comparés.

Abstract

The performance improvement of turbomachinery operating at off-design conditions can be achieved by the understanding of unsteady phenomena which are occurring in its components. The present study is focussing on the interaction between a centrifugal impeller fan and its vaned diffuser. It aims at analysing precisely these unsteady phenomena (and especially the fluctuating separated region identified on the vanes wall) and their consequences on the diffuser performance by three holes probe and unsteady pressure measurements. In a second step, devices for a passive control of the separation are introduced. Several configurations are tested and their results are compared.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier le CNRS et la région Nord-Pas-de-Calais pour avoir cofinancé mes travaux de thèse.

Je voudrais remercier Patrick Dupont pour avoir dirigé ma thèse.
Je remercie également Gérard Bois et Antoine Dazin de m'avoir encadré durant ces quatre années.

Je tiens à remercier Jean-Yves Champagne et Georges Descombes pour avoir été les rapporteurs de ma thèse et Sébastien Duplaa d'avoir aussi participé à l'évaluation de mon travail.

Mes remerciements vont également à Olivier Roussette et son équipe technique composée de Patrick Olivier, Jannick Choquet et Gérard Sailliot qui m'ont aidé dans la mise en place des différentes expériences réalisées sur le banc d'essai.
Je remercie aussi Didier Burgnies, responsable du service d'usinage, et son équipe qui ont permis la fabrication de nouvelles pièces nécessaires à la réalisation des nouvelles expériences.

Je remercie également mes collègues doctorants pour la bonne ambiance qu'ils ont mise dans le bureau, l'écoute et l'aide qu'ils m'ont apportées au quotidien. Je pense notamment à Fadi Abdel Nour, Monica Vegliò, Christophe Cuvier, Egoi Ortego Sampedro, Ilyass Khelifa, Rezki Chebli, Anton Žnidarčič.

Je remercie l'équipe permanente, d'une part pour m'avoir expliqué le fonctionnement des travaux pratiques que j'ai enseigné lors de mon année en tant qu'ATER et d'autre part, pour m'avoir aidé sur des questions ponctuelles.

Je tiens tout particulièrement à remercier ma mère et ma sœur Priscille pour m'avoir soutenu au cours de ma thèse malgré la distance.

Je remercie aussi mon amie de longue date, depuis les années à l'université puis à l'ISTIL, Véronique Penin, pour nos échanges sur les écoulements en turbomachines et d'être venue assister à la soutenance de ma thèse.

Table des matières

Résumé	3
Abstract	4
Remerciements	5
Table des matières	7
Table des figures	11
Liste des tableaux	15
Nomenclature	17
Introduction générale	21
1 Étude bibliographique	23
1 Introduction	23
2 Interactions roue-diffuseur en turbomachine centrifuge	23
2.1 Généralités	23
2.1.1 Interactions roue-diffuseur	23
2.1.2 Généralités sur les études numériques sur les interactions roue-diffuseur	25
2.1.3 Généralités sur les études expérimentales sur les interactions roue-diffuseur	26
2.2 Exemples d'études	26
2.2.1 Exemples d'études au débit de dessin	26
2.2.2 Exemples d'études hors débit de dessin	31
3 Contrôle du décollement de la couche limite.	36
3.1 Généralités sur les décollements de la couche limite	36
3.2 Description des moyens de contrôle	37
3.3 Exemples d'études sur le contrôle du décollement de la couche limite	37
3.3.1 Étude d'une rampe et d'une bosse	37
3.3.2 Étude d'un profil d'aile	40
3.3.3 Étude d'un profil de turbine de compresseur axial	42
3.3.4 Étude d'une pompe centrifuge	42
4 Conclusion	43

2	Dispositif expérimental	45
1	Description du banc d'essai	45
1.1	Introduction générale	45
1.2	Description de la roue	47
1.3	Description du diffuseur	47
1.4	Performance globale de la machine	48
1.4.1	Variation de pression statique	48
1.4.2	Débit dans le diffuseur	50
1.4.2.1	Calcul du débit de fuite côté carter	51
1.4.2.2	Calcul du débit de fuite côté moyeu	52
1.4.2.3	Calcul du débit de fuite et du débit dans le diffuseur	53
2	Description des différentes campagnes d'essai	55
2.1	Mesures de pressions statiques sur le flasque supérieur du diffuseur	55
2.2	Mesures de pressions et de vitesses avec une sonde 3 trous	56
2.2.1	Présentation de l'expérience	56
2.2.2	Technique d'étalonnage	59
2.2.3	Obtention des grandeurs physiques à partir de l'étalonnage	61
2.2.4	Conception des bouchons supportant la sonde 3 trous	63
2.3	Pressions instationnaires sur les aubes du diffuseur	64
2.3.1	Conception des pièces recevant les capteurs instationnaires	65
2.3.2	Résolution spatiale et résolution temporelle	67
2.3.3	Paramètres d'acquisition des mesures de pressions instationnaires	68
3	Étude détaillée de la performance du diffuseur	69
3	Écoulement dans le diffuseur	75
1	Étude de l'écoulement au débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$)	75
2	Comparaison entre le débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$) et le sous-débit $Q/Q_d = 0,38$ ($Q/Q_{diff} = 0,66$)	78
3	Comparaison entre le débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$) et le sur-débit $Q/Q_d = 1,13$ ($Q/Q_{diff} = 1,36$)	81
4	Synthèse de l'étude de l'écoulement dans le diffuseur	84
4	Contrôle du décollement dans le diffuseur	87
1	Description du dispositif expérimental	87
2	Performance	91
3	Comparaison entre le cas sans contrôle et la configuration 3	92
4	Discussion	95
5	Perspectives	98
	Conclusion générale et perspectives	99
	Bibliographie	103
	Annexes	109

A	Données techniques des appareils de mesure	111
B	Débit dans le caisson et dans la roue	113
1	Débit dans le caisson	113
2	Débit de fuite entre la conduite d'aspiration et la roue	114
C	Coordonnées	117
1	Emplacements des prises de pressions statiques sur le carter du diffuseur	118
2	Emplacements de la sonde 3 trous	118
2.1	Entrée du diffuseur	118
2.2	Sortie du diffuseur	119
2.3	Intercanal	119
3	Emplacements des capteurs instationnaires	119
D	Validation de l'étalonnage de la sonde 3 trous	121
1	Première comparaison : vitesse fixée, différents angles	122
2	Deuxième comparaison : angle fixé, différentes vitesses	122
E	Éléments de conception et de fabrication	123
1	Conception des bouchons supportant la sonde 3 trous	123
2	Conception des pièces recevant les capteurs instationnaires	125
F	Annexes Chapitre 3	127
1	Étude des Auto Spectres en Puissance	127
2	Étude des répartitions de pression statique RMS	133
3	Cartes de vitesses et de pressions (sonde 3 trous)	134
G	Annexes Chapitre 4	139
1	Comparaison de spectres entre cas sans contrôle et cas contrôlé	139

Table des figures

1.1	Schéma d'une structure jet-sillage en sortie de roue (Brennen (1994))	24
1.2	Apparition de décollements sur les aubes du diffuseur pour un léger sur-débit pour deux positions de roue, champs de vitesse absolue (Sinha et Katz (2000))	25
1.3	Pompe centrifuge utilisée par (Meakhail et Park (2005))	28
1.4	Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute au débit nominal, d'après Meakhail et Park (2005)	28
1.5	Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute, 150 % du débit nominal, d'après Meakhail et Park (2005)	31
1.6	Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute, 40 % du débit nominal, d'après Meakhail et Park (2005)	32
1.7	Récupérations de pression dans le diffuseur, d'après Eisele <i>et al.</i> (1997)	34
1.8	Cartes de taux de turbulence au débit $Q/Q_d = 0,93$ (Wuibaut (2001)), θ_r : position angulaire relative entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur	35
1.9	Schéma de décollement de couche limite, d'après Chassaing (2010)	36
1.10	Actionneurs passifs de type wedge, a) en avant, b) en arrière, d'après Lin (2002)	38
1.11	Actionneurs passifs de Whishbone, d'après Lin (2002)	38
1.12	Actionneurs passifs de Wheeler, d'après Lin (2002)	38
1.13	Schéma des générateurs de vortex passifs, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d'après Godard et Stanislas (2006a)	39
1.14	Vortex générés par les actionneurs passifs, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d'après Godard et Stanislas (2006a)	39
1.15	Schéma des générateurs de vortex par jets à fentes rectangulaires, a) configuration, b) paramètres géométriques, d'après Godard <i>et al.</i> (2006)	40
1.16	Schéma des générateurs de vortex par jets ronds, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d'après Godard et Stanislas (2006b)	40
1.17	Lignes de courant pour le cas non contrôlé, pour le contrôle passif et le contrôle actif (Shan <i>et al.</i> (2008))	41
1.18	Barre rectangulaire sur l'aube de turbine, d'après Volino (2003)	42
2.1	Schéma du banc d'essai (Morel (1993))	46
2.2	Photo et schéma de la roue et du diffuseur	46
2.3	Roue SHF	47
2.4	Diffuseur	48

2.5	Thermo-hygromètre DOSTMANN T870, Mesures de pressions : Sélecteur Bexhill 20 voies, Manomètre YAW 2654	49
2.6	Performance globale de l'installation ($N_n = 1710tr/min$)	50
2.7	Schéma décrivant les débits dans la machine	50
2.8	Schéma du jeu entre la roue et le diffuseur	51
2.9	Ensemble des débits traversant la machine en fonction de Q/Q_d	54
2.10	Emplacements des prises de pressions statiques et des microphones	55
2.11	Photo et schéma de la sonde 3 trous	56
2.12	Emplacements de la sonde 3 trous - Numérotation	57
2.13	Schéma de calibration de la sonde 3 trous	58
2.14	Courbes d'étalonnage	60
2.15	Principe d'utilisation des courbes d'étalonnage (Argüelles Diaz <i>et al.</i> (2009))	61
2.16	Schéma de définition des angles	62
2.17	Vue du carter (flasque supérieur)	63
2.18	Vue du support de sonde	63
2.19	Photo du banc d'essai lors de l'expérience avec la sonde 3 trous	64
2.20	Capteur Endevco 8510B-1	65
2.21	Emplacements des capteurs de pressions instationnaires	65
2.22	Vue 3D du système cavité-capteur aux emplacements 1, 2 et 3	66
2.23	Cavité liant le capteur à l'écoulement	66
2.24	Montage des capteurs instationnaires sur le carter	67
2.25	Montage des capteurs instationnaires sur le moyeu	67
2.26	Résonateur de Helmholtz, (Wulff (2006))	68
2.27	Performance des différents organes de la machine, $\Psi = \frac{\Delta P}{\rho * U_2^2}$, ΔP : variation de pression statique, ρ : masse volumique de l'air et U_2 : vitesse d'entraînement en sortie de roue	69
2.28	Évolution de pression statique dans le diffuseur, $\Psi_D = \frac{P - P_3}{\rho * U_2^2}$, P : pression statique locale, P_3 : pression statique à l'entrée du diffuseur, ρ : masse volumique de l'air, U_2 : vitesse d'entraînement en sortie de roue et $r^* = \frac{R - R_3}{R_4 - R_3}$	70
2.29	Schéma simplifié du diffuseur	71
2.30	Récupération de pression statique à partir du col du diffuseur au niveau de la ligne médiane	72
3.1	Répartition de pression statique RMS à $Q/Q_d = 0,59$	76
3.2	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,59$, $h = 20$ mm	76
3.3	Vitesse tangentielle et radiale en sortie de diffuseur, $Q/Q_d = 0,59$	77
3.4	Répartition de pression statique RMS.	78
3.5	Auto spectre face en pression	79
3.6	Comparaison des vitesses tangentielles et radiales en sortie de diffuseur, pour les débits $Q/Q_d = 0,38$ et $Q/Q_d = 0,59$	80
3.7	Répartition de pression statique RMS.	81

3.8	Cartes de taux de turbulence (Wuibaut (2001)), θ_r : position angulaire relative entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur	82
3.9	Comparaison des Auto spectre face en pression	83
3.10	Synthèse $Q/Q_d = 0,38$, $Q/Q_d = 0,59$ et $Q/Q_d = 1,13$	84
4.1	Schéma des générateurs de vortex passifs, (Godard et Stanislas (2006a))	87
4.2	Carte de PIV, V_r , $Q/Q_d = 1,13$, $h = 20mm$, d'après Cavazzini (2007)	88
4.3	Vue en coupe d'un générateur de vortex passif sur une aube du diffuseur	88
4.4	Photos des différentes configurations du contrôle	90
4.5	Performance de la machine pour différents cas de contrôle	91
4.6	Récupération de pression Ψ_A pour la configuration 3 et le cas sans contrôle	92
4.7	Répartition de fluctuations de pression RMS pour la configuration 3 et le cas sans contrôle	94
4.8	Cartes de PIV de V_r pour les différentes tailles d'actionneurs ($h = 20mm$)	95
4.9	Récupération de pression Ψ_A pour la configuration 1 et le cas sans contrôle	96
4.10	Répartition de fluctuations de pression RMS pour la configuration 1 et le cas sans contrôle	97
4.11	Comparaison des cartes PIV de V_r pour différentes positions de roue et pour $h=20mm$	98
B.1	Calcul des caractéristiques du caisson d'aspiration	114
B.2	Utilisation de lamelles d'étanchéité	115
B.3	Modèle analytique pour l'estimation du débit de fuite	115
C.1	Système d'axes	117
E.1	Vue du bouchon intercanal	123
E.2	Vue du bouchon d'entrée	124
E.3	Vue du bouchon de sortie	124
E.4	Vue 3D du système cavité-capteur à l'emplacement 4	125
E.5	Vue 3D du système cavité-capteur aux emplacements 5, 6, 7, 8 et 9	125
F.1	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,38$, face en pression, pour les différentes hauteurs étudiées	128
F.2	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,59$, pour les différentes hauteurs étudiées	129
F.3	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,77$, pour les différentes hauteurs étudiées	130
F.4	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,97$, pour les différentes hauteurs étudiées	131
F.5	Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 1,13$, face en dépression, pour les différentes hauteurs étudiées	132
F.6	Répartition de pression statique RMS à $Q/Q_d = 0,77$ et $Q/Q_d = 0,97$	133
F.7	Comparaisons en sortie du diffuseur pour : V_r , V_u , ΔP_{stat}^* , ΔP_{tot}^* et l'ensemble de débits étudiés.	135

F.8 Comparaisons dans l'inter-canal pour : V_r , $V_u, \Delta P_{stat}^*, \Delta P_{tot}^*$ et l'ensemble de débits étudiés. 136

F.9 Comparaisons en entrée du diffuseur pour : V_r , $V_u, \Delta P_{stat}^*, \Delta P_{tot}^*$ et l'ensemble de débits étudiés. 137

G.1 Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 10$ mm 139

G.2 Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 20$ mm 140

G.3 Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 30$ mm 140

G.4 Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 10$ mm 141

G.5 Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 20$ mm 141

G.6 Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 30$ mm 142

Liste des tableaux

1.1	Paramètres optimisés des actionneurs passifs de forme triangulaire, d'après Godard et Stanislas (2006a)	39
2.1	Caractéristiques de la roue SHF	47
2.2	Caractéristiques du diffuseur	48
2.3	Débits de fuite côté carter	52
2.4	Débits de fuite côté moyeu	53
2.5	Débits de fuite roue-diffuseur	54
2.6	Débits relatifs et diamètres des diaphragmes correspondants	56
2.7	Hauteurs explorées	57
2.8	Débits relatifs étudiés et diaphragmes correspondant	57
2.9	Orientations de la sonde par rapport à l'écoulement	59
2.10	Débits relatifs et diamètres des diaphragmes correspondants pour l'étude de la performance	69
4.1	Caractéristiques des différentes configurations de contrôle	89
4.2	Performances des différentes configurations pour $Q/Q_d = 1, 13$	91
A.1	Données techniques du thermo-hygromètre DOSTMANN T870	111
A.2	Données techniques du montage de capteurs de prises de pression de type Honeywell	111
A.3	Données techniques de la sonde Pitot (KIMO MP 120)	111
A.4	Quelques caractéristiques du capteur Endevco 8510B-1	111
D.1	Écarts des différentes grandeurs où la vitesse est fixée	122
D.2	Écarts des différentes grandeurs où l'angle est fixé	122

Nomenclature

a	vitesse du son	$330m/s$
A	Section du tube recevant le capteur instationnaire	mm^2
h_2	Hauteur du canal de sortie (roue)	$38.5mm$
h_4	hauteur totale du canal du diffuseur	$40mm$
h	Largeur du canal du diffuseur	$(-)$
b^*	Hauteur adimensionnée du canal du diffuseur (h/h_4)	mm
CtR	actionneur contra-rotatif	
CoR	actionneur co-rotatif	
D	Diamètre en sortie de roue	mm
D_{cap}	Diamètre du capteur	$3,86 \cdot 10^{-3}m$
D_{cav}	Diamètre de la cavité	$2 \cdot 10^{-3}m$
D_h	diamètre hydraulique	m
DES	Detached Eddy Simulation	
E	Épaisseur moyenne des aubages de la roue	$9mm$
F_{Ech}	Fréquence d'échantillonnage	Hz
f_{BPF}	Fréquence de passage de la roue	Hz
f_0	Fréquence de résonance non amortie	Hz
\bar{f}_0	Fréquence de résonance amortie	Hz
h_{cav}	Hauteur de la cavité	$0,551 \cdot 10^{-3}m$
h_{VG}	hauteur du générateur de vortex	mm
$K_{rét}$	coefficient de perte de charge d'un rétrécissement brusque	$(-)$
$K_{él}$	coefficient de perte de charge d'un élargissement brusque	$(-)$
$K_{coude90^\circ}$	coefficient de perte de charge d'un coude à 90°	$(-)$
L	Longueur du tuyau recevant le capteur instationnaire	mm
l	longueur axiale du jeu côté carter	m
LES	Simulation des grandes échelles	
LDV	Vélocimétrie laser Doppler	
M_a	Masse d'air	kg
M_v	Masse de vapeur	kg
N	Vitesse de rotation	tr/mn
N_n	Vitesse de rotation nominale de la roue	$1710tr/min$
n_{roue}	Fréquence de rotation de la roue	$28.5Hz$
N_{ech}	Nombre d'échantillons	

P_c	Pression absolue dans le caisson	Pa
P_i	Pression absolue au point i	Pa
P_{tot}	Pression totale	Pa
P_{tot}^{AR}	Pression totale en amont de la roue	Pa
P_{stat}	Pression statique	Pa
P_{stat}^{AR}	Pression statique en amont de la roue	Pa
P_{tot}^*	Pression totale	Pa
P_{atm}	Pression atmosphérique	Pa
P_{stat}^*	Pression statique	Pa
P_{stdi}^*	Pression statique dans le diffuseur	Pa
P_{vc}	Pression partielle de vapeur d'eau dans le caisson	Pa
P_{out}	Pression dans l'écoulement	Pa
P_{in}	Pression effective mesurée par le capteur	Pa
P	Pression statique locale	Pa
P_3	Pression statique à l'entrée du diffuseur	Pa
P_{stat}^{RMS}	Fluctuation de pression statique	Pa
PIV	Vélocimétrie par image de particules	
Q_d	Débit de dessin de roue à $N=1710$ tr/mn	$0.337m^3/s$
Q_{ca}	Débit dans la conduite d'aspiration	m^3/s
Q	Débit dans la roue	m^3/s
Q_{diff}	Débit dans le diffuseur	m^3/s
Q_{fcr}	Débit de fuite entre la conduite d'aspiration et la roue	m^3/s
Q_{frd}	Débit de fuite entre la roue et le diffuseur	m^3/s
$Q_{f,carter}$	Débit de fuite dans le jeu côté carter	m^3/s
$Q_{f,moyeu}$	Débit de fuite dans le jeu côté moyeu	m^3/s
Q_{vc}	Débit volume au caisson	m^3/s
r_a	Constante thermodynamique de l'air sec	$287J.Kg^{-1}.K^{-1}$
r_v	Constante thermodynamique de la vapeur d'eau	$462J.Kg^{-1}.K^{-1}$
R	Rayon de la section du tuyau recevant le capteur instationnaire	m
R_1	Rayon d'entrée de la roue	$141.1mm$
R_2	Rayon de sortie de la roue	$256.6mm$
R_3	Rayon d'entrée du diffuseur	$273.6mm$
R_4	Rayon de sortie du diffuseur	$397.8mm$
RNG	Re-Normalisation Group	

S_{dia}	Section du diaphragme	m^2
S_{cap}	Dimension du capteur de pression au niveau de la paroi	m
S_{ann}	Surface annulaire correspondant au jeu roue/diffuseur	m^2
S_1	Section d'entrée au niveau du col du diffuseur	
S_2	Une section en aval du col du diffuseur	
SHF	Société Hydrotechnique de France	
SST	Shear Stress Transport	
t_{acq}	Temps d'acquisition	s
T_c	Température dans le caisson	$^{\circ}K$
U_i	Vitesse au point i	m/s
U_2	Vitesse d'entraînement en sortie de roue	m/s
V_{cav}	Volume de la cavité	m^3
V_{eff}	Volume effectif	m^3
V	Vitesse absolue	m/s
V_r	Vitesse radiale	m/s
V_u	Vitesse tangentielle	m/s
VG	Générateur de vortex	
$v_{z,carter}$	Vitesse axiale dans le jeu côté carter	m/s
$v_{z,moyeu}$	Vitesse axiale dans le jeu côté moyeu	m/s
Z_{roue}	Nombre d'aubages de la roue	7
Z_{diff}	Nombre d'aubages du diffuseur	8
ΔP_c	Différence de pression statique entre l'amont et l'aval du diaphragme	Pa
ΔP	Variation de pression statique	Pa
δ	Épaisseur de couche limite	mm
ΔP_{carter}	Perte de charge au niveau du jeu côté carter	Pa
ΔP_{moyeu}	Perte de charge au niveau du jeu côté moyeu	Pa
ψ'_D	Coefficient de récupération de pression dans le diffuseur	(-)
ψ_D^{th}	Coefficient de récupération de pression dans le diffuseur sans pertes de charges	(-)
Ψ'_D	Récupération de pression statique dans le diffuseur (à partir du col)	(-)
Ψ_D^{th}	Ψ'_D sans pertes	(-)

ρ	Masse volumique du fluide	kg/m^3
ρ_i	Masse volumique du fluide au point i	kg/m^3
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_c	Masse volumique de l'air dans le caisson	kg/m^3
β_{2a}	Angle de sortie d'aubage de la roue	22.5°
α	Coefficient de débit du diaphragme utilisé	(-)
α_{31}	Angle géométrique d'entrée du diffuseur au bord d'attaque, R=275.94mm	10.21°
α_{32}	Angle géométrique d'entrée du diffuseur au col, R=298.06mm	15.85°
α_4	Angle géométrique de sortie du diffuseur au col, R=371.88.06mm	15.85°
λ	longueur d'onde de la grandeur physique considérée	m
λ_{lin}	coefficient de perte de charge linéique	
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	$Pa \cdot s$
ν_{air}	Viscosité cinématique de l'air	$m^2 \cdot s^{-1}$
ξ	Amortissement adimensionné	(-)
ξ_i	Coefficient de perte de charge singulière au point i	
θ	Position angulaire dans un canal de diffuseur	$^\circ$
θ_r	Position angulaire relative entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur	$^\circ$
$\Delta\tau/\tau_0$	Variation temporel de frottement relatif par rapport au cas non contrôlé	(-)

Q_q^*	$\frac{Q}{Q_d}$	Débit adimensionné par le débit dans le diffuseur
ΔP_{tot}^*	$\frac{P_{tot} - P_{tot}^{AR}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_2^2}$	Variation de pression totale adimensionnée
ΔP_{stat}^*	$\frac{P_{stat} - P_{tot}^{AR}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_2^2}$	Variation de pression statique adimensionnée
Ψ	$\frac{\Delta P}{\rho \cdot U_2^2}$	Performance
Ψ_A	$\frac{P - P_{stat}^{AR}}{\rho \cdot U_2^2}$	Récupération de pression statique adimensionnée
Ψ_D	$\frac{P - P_3}{\rho \cdot U_2^2}$	Evolution de pression statique dans le diffuseur
r^*	$\frac{R - R_3}{R_4 - R_3}$	Rayon adimensionné

Indices	Définitions
1	entrée roue
2	sortie roue
3	entrée diffuseur
4	sortie diffuseur

Introduction générale

Les turbomachines ont un vaste champ d'application. Elles sont largement utilisées dans le domaine du transport (turboréacteur d'avions, turbocompresseur de suralimentation et pompe de système de refroidissement dans le secteur automobile, turbopompe de moteur de fusée). On les rencontre également dans la production d'énergie : turbines hydrauliques (turbines Pelton, turbines Francis, turbines Kaplan), éoliennes et turbines à vapeur ou à gaz. On les retrouve également dans les systèmes de distribution d'eau et de pétrole (station de pompage) ainsi que dans les systèmes de ventilation.

Dans un souci de réduction de leur consommation en énergie et d'une diminution de leur impact sur leur environnement (augmentation du rendement et de la durée de vie, par exemple, mais aussi réduction du bruit et des vibrations), les industriels cherchent à améliorer la performance de ces appareils. En général, ils sont optimisés pour un point de fonctionnement. Cependant, les utilisateurs souhaitent avoir des machines de plus en plus souples (efficaces sur une large gamme de débit). Pour atteindre ces objectifs, il est nécessaire de bien comprendre les écoulements internes dans les turbomachines.

Le Laboratoire de Mécanique de Lille dispose d'une machine centrifuge en air montée sur un banc d'essai, nommé RESEDA, dont la conception et la fabrication initiales ont été réalisées lors de la thèse de Morel (1993). Cette machine est équipée de la roue dite « SHF » qui avait fait l'objet de nombreuses études (Barrand *et al.* (1985), Combes (1985), Philibert et Verry (1985), Ubaldi (1985)). Depuis cette époque, d'autres études ont été menées sur le banc RESEDA (Patricio (1999), Wuibaut (2001), Ljevar *et al.* (2006), Cavazzini (2007)). Cette thèse s'inscrit dans la continuité des travaux de Wuibaut (2001) et de Cavazzini (2007). Ils avaient, entre autres, étudié l'écoulement dans un diffuseur aubé de machine centrifuge à plusieurs débits. Ces travaux avaient en particulier montré l'existence de zone de décollement fluctuante sur les aubes du diffuseur. Mais l'effet de ces séparations de couche limite sur la performance du diffuseur n'avait pas été investigué.

Des travaux au Laboratoire de Mécanique de Lille (UMR CNRS 8107) ont montré, sur une configuration académique (bosse en soufflerie), la possibilité d'utiliser des actionneurs passifs et actifs pour réduire les décollements (Godard et Stanislas (2006a), Godard *et al.* (2006), Godard et Stanislas (2006b)). On peut raisonnablement penser que ce type de contrôle pourrait être efficace dans des géométries de turbomachines. La plupart de ces travaux ont été menés dans le cadre de la tâche Contreaero (portant sur le contrôle d'écoulement) du projet phare CISIT (Cam-

pus International pour la Sécurité et l'Intermodalité des Transports) de la région Nord-Pas-de-Calais. C'est dans ce cadre que se place cette thèse qui a bénéficié d'un cofinancement du CNRS et de la région Nord-Pas-de-Calais.

La présente thèse a pour but, dans un premier temps, de connaître plus finement les phénomènes instationnaires (décollements) dans un diffuseur aubé et d'être en mesure d'évaluer leur impact sur la performance. Pour cela, des mesures de pressions statiques pariétales instationnaires seront mis en œuvre ainsi que des sondages à l'aide d'une sonde 3 trous. Dans un second temps, un contrôle de ces décollements sera envisagé afin de les diminuer grâce à des générateurs de vortex passifs.

Le premier chapitre sera constitué d'une étude bibliographique sur les écoulements dans les machines centrifuges avec diffuseur aubé tant au débit de dessin que lors du fonctionnement hors débit de dessin. Ce chapitre se terminera par une étude sur le contrôle du décollement de la couche limite dans différentes configurations.

Le deuxième chapitre traitera de la description du dispositif expérimental et des expériences réalisées. Des mesures de pressions statiques sont effectuées sur le carter d'un canal de diffuseur. Des sondages, avec une sonde 3 trous, entre le moyeu et le carter, en entrée et en sortie d'un canal de diffuseur, pour différentes positions angulaires. D'autres sondages du même type sont aussi réalisés sur une ligne moyenne dans un autre canal de diffuseur. La conception et la fabrication des nouvelles pièces recevant ces instrumentations seront évoquées. Une étude détaillée de la performance sera aussi menée.

Dans le troisième chapitre, une analyse de l'écoulement dans le diffuseur sera proposée. On s'intéressera en particulier aux décollements grâce aux sondages en sortie de roue et aux mesures de pressions pariétales sur les aubes du diffuseur. L'écoulement à un débit proche du débit de dessin du diffuseur sera comparé à un sous-débit et à un sur-débit.

Le quatrième chapitre se concentrera sur la mise en place de dispositifs de contrôle passifs afin d'atténuer les décollements observés à sur-débites pour améliorer la performance de la machine. Différentes configurations seront testées. Leurs effets sur la récupération de pression et sur les fluctuations de pressions seront analysés.

Chapitre 1

Étude bibliographique

1 Introduction

L'écoulement dans une turbomachine centrifuge est complexe : turbulent, tri-dimensionnel, et instationnaire. Il se caractérise par l'interaction entre une partie tournante (roue) et des parties fixes (diffuseur notamment), cette interaction est communément appelée « interaction rotor-stator ». Il en résulte des fluctuations de pression se propageant tout aussi bien en amont qu'en aval de cet entrefer. Ces fluctuations de pression génèrent du bruit, des efforts aérodynamiques ou hydrodynamiques et des vibrations. Ces effets indésirables jouent un rôle négatif sur la performance de la machine même au point de fonctionnement nominal (Brennen (1994)). Si ces efforts dus aux instationnarités sont trop importants, des dommages mécaniques peuvent apparaître. Les effets instationnaires deviennent plus importants et plus complexes hors conditions de dessin (Brennen (1994)). De plus, dans ces conditions, des décollements de l'écoulement par rapport aux aubes de roue et/ou de diffuseur se produisent. Des zones de turbulence élevées apparaissent (Wuibaut (2001), Cavazzini (2007)). La compréhension de l'origine de ces phénomènes (fluctuations de pression, décollements) pourrait permettre de concevoir des dispositifs de contrôle, dont l'objectif serait d'améliorer la performance de la machine.

2 Interactions roue-diffuseur en turbomachine centrifuge

2.1 Généralités

2.1.1 Interactions roue-diffuseur

Les interactions roue-diffuseur, telles qu'elles sont décrites habituellement (Wuibaut (2001), Feng (2008)), sont de trois types : l'interaction potentielle, l'interaction de sillage et l'interaction tridimensionnelle visqueuse.

L'interaction potentielle, phénomène dont l'origine n'est pas visqueuse, est caractérisée par une répartition non-uniforme et instationnaire de la pression dans la zone située entre la sortie de roue et l'entrée du diffuseur. Cette interaction est

non-convective, son influence peut avoir lieu soit vers l'amont ou soit vers l'aval de l'entrefer. Dans les machines centrifuges avec diffuseur aubé, des fluctuations de pressions sont observées lors du passage des aubes de roue devant les bords d'attaque des aubes du diffuseur que ça soit dans la roue ou dans le diffuseur.

L'interaction de sillage (figure 1.1), phénomène d'origine purement visqueux, a pour origine le développement des couches limites sur les aubes de la roue. Il en résulte l'apparition de deux zones distinctes : une zone de faible énergie dite de sillage du côté en dépression et une zone d'énergie élevée dite de jet du côté en pression. La vitesse en sortie de roue n'est donc pas uniforme. Cette structure de l'écoulement de type jet-sillage a été mise en évidence par les études expérimentales d'Eckardt (1976).

L'interaction tridimensionnelle visqueuse est liée à des écoulements secondaires dans les canaux inter-aubes des turbomachines et sont de trois types : tourbillon de passage, tourbillon de coin, tourbillon de jeu. Le tourbillon de passage est dû à la déviation de l'écoulement par les aubes. Le tourbillon de coin est le résultat de l'interaction des couches limites de l'aube avec celle du moyeu et du carter. Le tourbillon de jeu n'apparaît que dans les machines non carénées. Il est le résultat d'un écoulement de fuite d'un canal à un autre.

Lors de fonctionnements hors adaptation, des décollements (figure 1.2) peuvent apparaître sur les aubes de la roue et/ou sur les aubes du diffuseur.

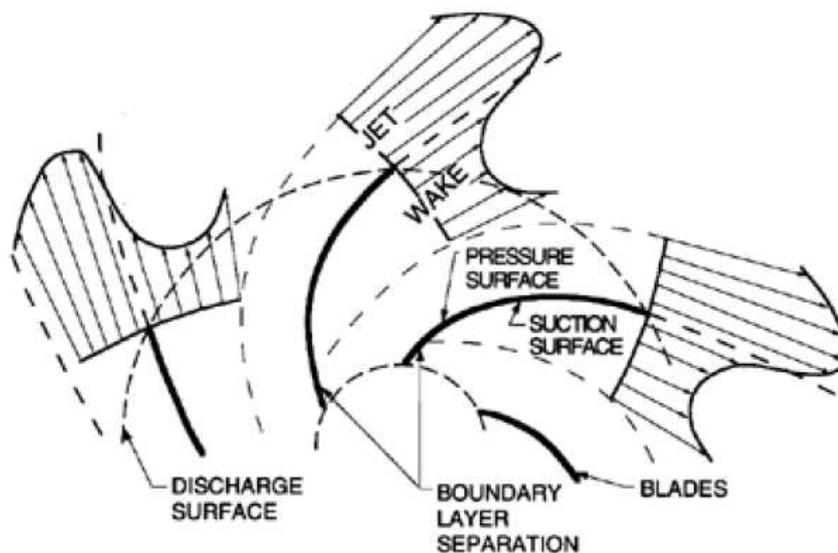


FIGURE 1.1 – Schéma d'une structure jet-sillage en sortie de roue (Brennen (1994))

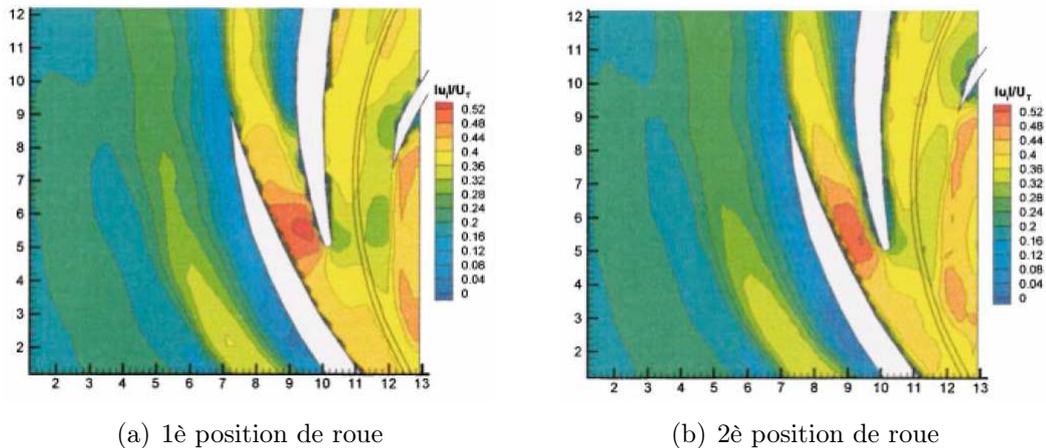


FIGURE 1.2 – Apparition de décollements sur les aubes du diffuseur pour un léger sur-débit pour deux positions de roue, champs de vitesse absolue (Sinha et Katz (2000))

2.1.2 Généralités sur les études numériques sur les interactions roue-diffuseur

La nature des écoulements en turbomachines centrifuges (tridimensionnalité, instationnarité, non uniformité spatiale, fortement turbulent), rendent délicats les calculs numériques. La difficulté de la modélisation est d'autant plus grande dans les configurations où une partie mobile est associée à une partie fixe. La solution généralement utilisée est d'avoir deux maillages : un dans le rotor et un autre maillage dans le stator. Un transfert des données à l'interface est réalisé par des méthodes d'interpolations dans lesquels peuvent apparaître des problèmes de stabilités. Le faible entrefer entre la partie mobile et la partie fixe ainsi que la différence entre le nombre d'aubes de la roue et du diffuseur, rendent difficile la génération du maillage. Il est nécessaire que le maillage ait un nombre de nœuds important, ce qui entraîne, un coût de calcul important. À cela s'ajoute le difficile choix du modèle de turbulence sachant que chaque modèle est adapté à un type d'écoulement. D'où la nécessité de comparer les résultats des simulations numériques à des résultats expérimentaux pour valider la « qualité » d'un calcul.

Pour réduire les coûts de calcul dans la modélisation des écoulements pour les machines centrifuges, différentes techniques ont été employées (calcul potentiel (Combes (1985)), calcul en fluide parfait (Philibert et Verry (1985)), calcul bidimensionnel (Philibert et Verry (1985)) ou quasi-tridimensionnel (Ubaldi (1985)), simplification du nombre d'aubes (Dawes (1995)) afin de limiter la taille du domaine.

Avec le développement de l'informatique, des algorithmes et des méthodes numériques, les simulations numériques en mécanique des fluides (CFD : Computational Fluid Dynamics) sont de plus en plus utilisées afin d'étudier les écoulements en général et en machines centrifuges en particulier. Par conséquent, de nombreuses études numériques plus complètes (3D, instationnaires) sont réalisées sans simplification du nombre d'aubes de roue et/ou d'aubes de diffuseur (Feng *et al.* (2010a), Feng *et al.* (2010b)).

2.1.3 Généralités sur les études expérimentales sur les interactions roue-diffuseur

De nombreuses études expérimentales ont été conduites dans les machines centrifuges avec diffuseur aubé afin de qualifier l'écoulement et valider les résultats des simulations numériques. Différentes techniques de mesures sont employées (Chue (1975)) : des mesures de pressions stationnaires et instationnaires à l'aide de capteurs de pressions sont réalisées. Des sondes directionnelles multi-trous (El Hajem *et al.* (1998), Jaatinen *et al.* (2010)) et des anémomètres à fil chaud (Pinarbasi et Johnson (1996), Pinarbasi *et al.* (2008), (Pinarbasi, 2008)) permettent d'obtenir la vitesse de l'écoulement sans connaître au préalable sa direction (contrairement à une sonde Pitot simple). Dans ce cas-là, cette sonde doit être dirigée dans le sens de l'écoulement pour être utilisée correctement. Les sondes multi-trous permettent d'avoir aussi la mesure de la pression. Cependant ce sont des techniques intrusives : de part leur présence, elles perturbent l'écoulement. Des techniques optiques non intrusives (Jensen (2004)) ont été développées (LDV, PIV, ...) et permettent d'obtenir des informations sur la vitesse avec une bonne résolution temporelle (LDV) ou spatiale (PIV). Dans ce cadre, on peut citer les travaux d'Akhras *et al.* (2004) et de Feng *et al.* (2009).

2.2 Exemples d'études

Les travaux présentés ici se concentreront sur l'étude de l'écoulement dans le diffuseur aubé de machines centrifuges.

2.2.1 Exemples d'études au débit de dessin

De nombreuses études en machines centrifuges ont été réalisées au débit de dessin. Elles ont permis la description de la structure de l'écoulement dans ces conditions. La structure jet-sillage est observée en sortie de roue et se limite à l'entrée du diffuseur. Pas ou peu de décollements se produisent sur les aubes du diffuseur. Dans ce dernier, les fluctuations de pressions décroissent avec le rayon et sont plus importantes face en pression que face en dépression. Les spectres en pressions indiquent que les fréquences présentes dans l'écoulement sont la fréquence de passage des aubes de la roue et de ses harmoniques. De plus, les pressions statiques augmentent avec le rayon du diffuseur.

Les études suivantes réalisées au débit de dessin illustrent cette structure d'écoulement.

Dawes (1995) simule l'écoulement d'un compresseur centrifuge avec diffuseur aubé au débit de dessin. Afin de réduire les coûts de calcul, un nombre approprié d'aubes de diffuseur a été modélisé par rapport à la réalité afin d'avoir pour un canal de roue, deux canaux de diffuseur. L'écoulement complet est obtenu par des conditions aux limites périodiques. Une méthode de volumes finis est utilisée. Le

calcul montre un écoulement très instationnaire surtout à proximité de l'entrée du diffuseur et la structure jet-sillage en sortie de roue est mise en évidence. Elle est limitée à l'entrée du diffuseur. En aval du col du diffuseur les instationnarités diminuent rapidement. Cependant, l'écoulement reste très tridimensionnel. Les pertes dans le diffuseur sont plus dues à une recirculation en entrée côté moyeu qu'aux instationnarités.

Shum *et al.* (2000) utilisent la même méthode pour étudier les interactions roue-diffuseur dans un compresseur centrifuge à débit nominal. Dans ce cas, une roue et trois diffuseurs sont modélisés. Les auteurs ont observé que plus de la moitié de la récupération de pression est obtenue avant le col du diffuseur.

Marx (1997) réalise la simulation numérique d'une pompe centrifuge hydraulique avec diffuseur aubé au débit nominal. Le calcul résout les équations de Navier-Stokes instationnaires pour un fluide incompressible avec un maillage tridimensionnel structuré. Le modèle de turbulence algébrique de Baldwin-Lomax est utilisé. Cette étude montre notamment que les instationnarités générées dans la roue sont dues aux effets potentiels. La structure jet-sillage est observée. Des décollements fluctuants sur les aubes du diffuseur sont observés et sont liés à une désadaptation de l'angle de l'écoulement par rapport aux aubes. Cependant l'auteur ne relie pas ces décollements avec les récupérations de pressions ou la performance de la machine.

Shi et Tsukamoto (2001) résolvent les équations RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) instationnaires 2D et 3D avec le modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard dans un étage entier de pompe centrifuge pour étudier les fluctuations de pressions dues aux interactions roue-diffuseur. L'étude est réalisée au débit nominal de la machine. Les fluctuations de pressions dues à l'interaction potentielle ont pu être détectées avec le calcul 2D. Les fréquences présentes dans ces fluctuations de pressions sont la fréquence de passage des aubes de roue et de ses premières harmoniques. L'interaction roue-diffuseur est principalement causée par l'interaction potentielle et l'impact du sillage sur les aubes du diffuseur. La structure jet-sillage en sortie de roue est bien capturée par le calcul 3D mais pas par le calcul 2D.

Meakhail et Park (2005) ont utilisé le code commercial CFX-TASCflow pour calculer l'écoulement instationnaire d'un ventilateur centrifuge complet (roue, diffuseur, volute, figure 1.3) avec un modèle de turbulence $k - \epsilon$. Une simulation dite de Frozen-Rotor a permis d'initialiser le calcul instationnaire. Les résultats à débit nominal (figure 1.4) montrent un décollement près du moyeu du diffuseur qui s'étend jusque dans la volute. Les fluctuations de pressions dans la roue et dans la zone semi-aubé du diffuseur sont dues aux effets potentiels. Dans le diffuseur et la volute les variations de pression sont faibles.

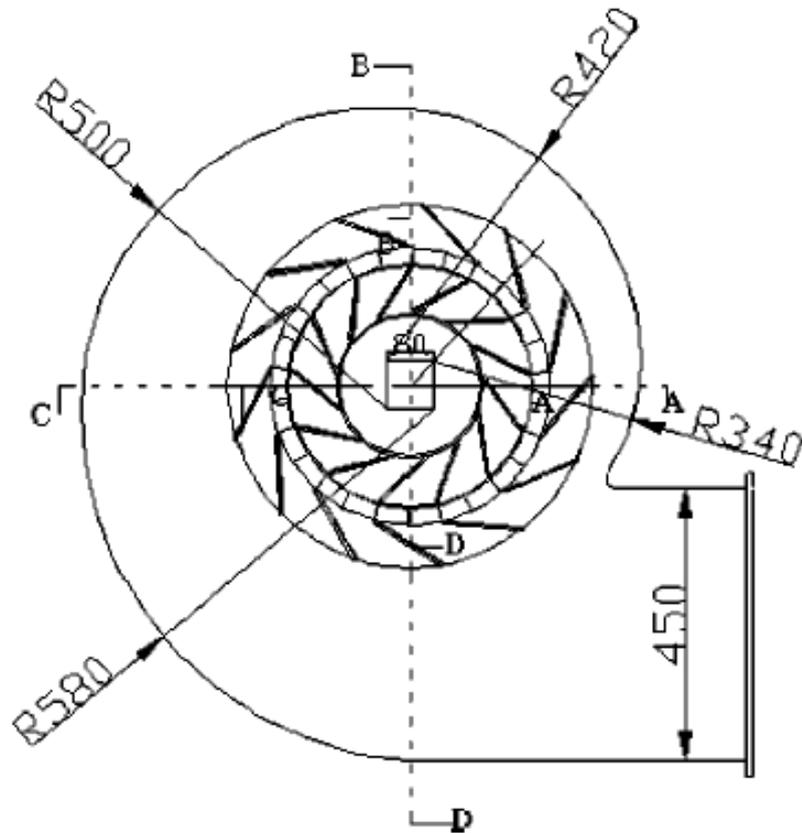


FIGURE 1.3 – Pompe centrifuge utilisée par (Meakhail et Park (2005))

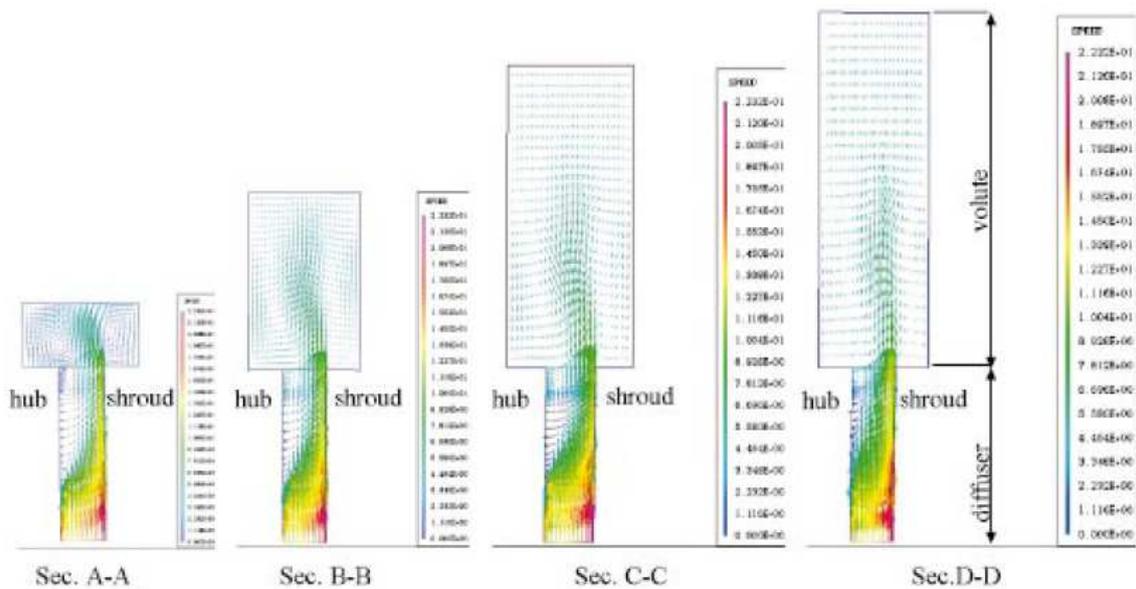


FIGURE 1.4 – Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute au débit nominal, d'après Meakhail et Park (2005)

Khelladi *et al.* (2005) ont modélisé un écoulement tridimensionnel instationnaire d'un ventilateur centrifuge avec diffuseur aubé pour étudier l'interface rotor-stator en utilisant le code commercial Fluent avec un modèle de turbulence $k - \omega$ SST. Cette étude est faite au débit nominal. Des mesures de pressions instationnaires sont réalisés dans la roue et le diffuseur. Les simulations numériques montrent notamment des décollements sur les aubes du diffuseur au bord d'attaque. Il est à noter également que la répartition de pression statique le long de l'aube du diffuseur, diminue dans la zone où une recirculation est observée. Au-delà de cette zone, la pression statique augmente tout au long du diffuseur.

Feng *et al.* (2007), Feng (2008) ont modélisé une pompe centrifuge avec diffuseur aubé afin d'étudier plus spécifiquement les fluctuations de pression sur les aubes de roue et les aubes du diffuseur. Les calculs ont été réalisés pour différents points de fonctionnement, jeux radiaux (roue-diffuseur), et différents nombres d'aubes de roue et de diffuseur. Les équations sont résolues avec le logiciel commercial CFX-10 et le modèle de turbulence $k - \omega$ SST. La structure jet-sillage est retrouvée en sortie de roue. Les fluctuations de pression sont plus importantes sur la face en pression des aubes de roue que sur la face en dépression et plus importantes vers le bord de fuite. Pour l'aube du diffuseur elles sont plus intenses au bord d'attaque, indépendamment du débit et du nombre d'aubes. L'augmentation de l'entrefer de 3% à 6% entraîne une réduction de plus de 60% de l'amplitude des fluctuations de pressions, ce qui indique que les interactions roue-diffuseur ont diminuées significativement. Le passage du nombre d'aubes du diffuseur de 9 à 7 conduit à une augmentation de la fluctuation de pression sur la surface de l'aube de roue et un léger accroissement autour du bord de fuite de l'aube du diffuseur. L'augmentation du nombre d'aube de roue conduit à une hausse de la fluctuation de pression sur la face en pression de la roue et sur toute la surface de l'aube du diffuseur, de plus elles gardent toujours une forte amplitude après le col du diffuseur.

Petit et Nilsson (2013) ont fait des simulations numériques dans une pompe centrifuge en air. Les calculs tridimensionnels et instationnaires sont réalisés avec le code open source OpenFOAM. Deux types de simulation sont réalisées : « frozen rotor » et instationnaire. Quatre modèles de turbulence sont comparés : $k - \epsilon$ standard, $k - \epsilon$ réalisable, $k - \epsilon$ RNG et $k - \omega$ SST. La fuite secondaire entre la roue et le diffuseur n'est pas modélisé dans le calcul. Les calculs instationnaires sont en meilleurs accords avec les mesures. Le calcul « frozen-rotor » est moins précis. Il prédit un positionnement non physique des sillages de roue, et donne une approximation grossière de la structure de l'écoulement. Le calcul prédit bien l'écoulement instationnaire avec quelques légères différences selon le modèle de turbulence utilisé, mais les résultats ont le même niveau de précision. Les spectres en sortie de roue et en sortie de diffuseur sont dominés par la fréquence de passage des aubages de roue et le niveau diminue avec le rayon.

Des études expérimentales ont aussi été réalisées au débit de dessin de machines centrifuges.

Arndt *et al.* (1989, 1990) ont réalisé des mesures de pressions stationnaires et instationnaires dans la roue et dans le diffuseur d'une pompe centrifuge. Plusieurs diffuseurs sont testés (lisse, aubés avec différentes valeurs d'entrefer). Les spectres des pressions instationnaires sur les aubes du diffuseur montrent que les fluctuations de

pression sont périodiques avec la fréquence de passage des aubes de roue. Au débit nominal, les plus grandes fluctuations de pressions sur les aubes du diffuseur sont observées sur la face en dépression près du bord d'attaque, alors que sur les aubes de la roue elles sont plus importantes au bord de fuite. Sur les aubes du diffuseur, les fluctuations de pressions sont plus petites au niveau du carter qu'au niveau du moyeu. Elles diminuent avec le rayon du diffuseur. Face en dépression, la récupération de pression statique augmente avec le rayon du diffuseur. Face en pression, la récupération est supérieure à celle face en dépression et reste quasiment constante dans le diffuseur. Les résultats de la récupération de pression et des fluctuations seront commentés au paragraphe suivant : étude des phénomènes hors débit de dessin. Furukawa *et al.* (2003) ont mesuré des fluctuations de pressions dans le diffuseur aubé d'une pompe centrifuge. Il apparaît que l'interaction potentielle entre les aubes de la roue et celles du diffuseur, responsable de ces dernières, est plus forte que l'interaction de sillage. L'évolution des fluctuations de pressions dans le diffuseur est bidimensionnelle. Elles n'évoluent pas avec la hauteur du diffuseur. Elles sont plus importantes du côté en pression que du côté en dépression. Elles diminuent de l'entrée vers la sortie du diffuseur.

Pinarbasi et Johnson (1996), Pinarbasi *et al.* (2008), Pinarbasi (2008) ont réalisé, au débit nominal, des mesures de vitesse, d'énergie cinétique turbulente, de distributions angulaires et de tensions de Reynolds dans un canal de diffuseur aubé d'un compresseur centrifuge à l'aide d'un anémomètre à fil chaud à trois composantes. L'écoulement en entrée de diffuseur est proche de la structure jet-sillage en sortie de roue. Les variations de vitesses dues au sillage de la roue se mélangent rapidement dans la zone rectiligne du diffuseur. Cependant ces derniers sont encore visibles dans la zone aubé du diffuseur. Bien que de grandes variations d'angle de l'écoulement soit observées en sortie de roue (l'écoulement n'est pas uniforme), il n'y a pas de décollement visible sur les aubes du diffuseur, comme l'avait montré Dawes (1995) dans un compresseur centrifuge en fonctionnement à débit nominal. Les vitesses moyennes augmentent et les tensions de Reynolds sont significativement diminuées à l'approche des aubes du diffuseur. Des taux de turbulence élevés sont observés dans le sillage. L'écoulement est fortement anisotrope. Dans le cadre de simulations numériques, les auteurs suggèrent que les modèles de turbulence à une et deux équations, basés sur l'isotropie de la turbulence ne feraient pas apparaître toutes les caractéristiques de l'écoulement dans un compresseur centrifuge avec diffuseur aubé. Ils recommandent plutôt l'utilisation d'un modèle aux tensions de Reynolds instationnaire ou la LES.

Zhou *et al.* (2012) utilisent un anémomètre à fil chaud dans un canal de diffuseur d'un compresseur centrifuge en air. L'analyse de spectres basée sur les fluctuations de vitesse, montre qu'au niveau de l'entrefer le sous-harmonique de la fréquence de passage de la roue est prédominante. Avec l'augmentation de la distance à la sortie de roue et la diminution de son influence, la fréquence de base de l'écoulement instationnaire diminue. Les instationnarités dues aux aubes du diffuseur sont de même ordre de grandeur que celles produites par la roue. Elles diminuent en direction de la sortie du diffuseur.

2.2.2 Exemples d'études hors débit de dessin

Les études de machines centrifuges hors débit de dessin sont moins nombreuses qu'au débit nominal. Dans ces conditions de fonctionnement apparaissent des décollements sur les aubages du diffuseur, ce qui a pour conséquence l'augmentation des fluctuations de pression. Au lieu d'avoir un accroissement monotone de la pression statique dans le diffuseur, il apparaît au niveau du décollement une baisse de la pression statique. Ces phénomènes hors débits de dessin sont mis en évidence dans les études suivantes.

Meakhail et Park (2005) ont réalisé des calculs hors débit de dessin en plus du débit nominal commenté au paragraphe précédent. À 150 % du débit nominal (figure 1.5), un petit décollement proche du moyeu du diffuseur est observé ainsi qu'une recirculation près du bec de volute. À 40 % du débit nominal (figure 1.6), un grand décollement est observé près du moyeu du diffuseur qui provoque un blocage de l'écoulement qui dévie ce dernier vers le carter. Des comparaisons avec l'expérience (réalisée par les mêmes auteurs) et un calcul instationnaire montrent que le modèle frozen-rotor donne de bons résultats sur la performance de la machine. Cependant aucun lien n'est fait entre les décollements observés et les récupérations de pression dans la machine.

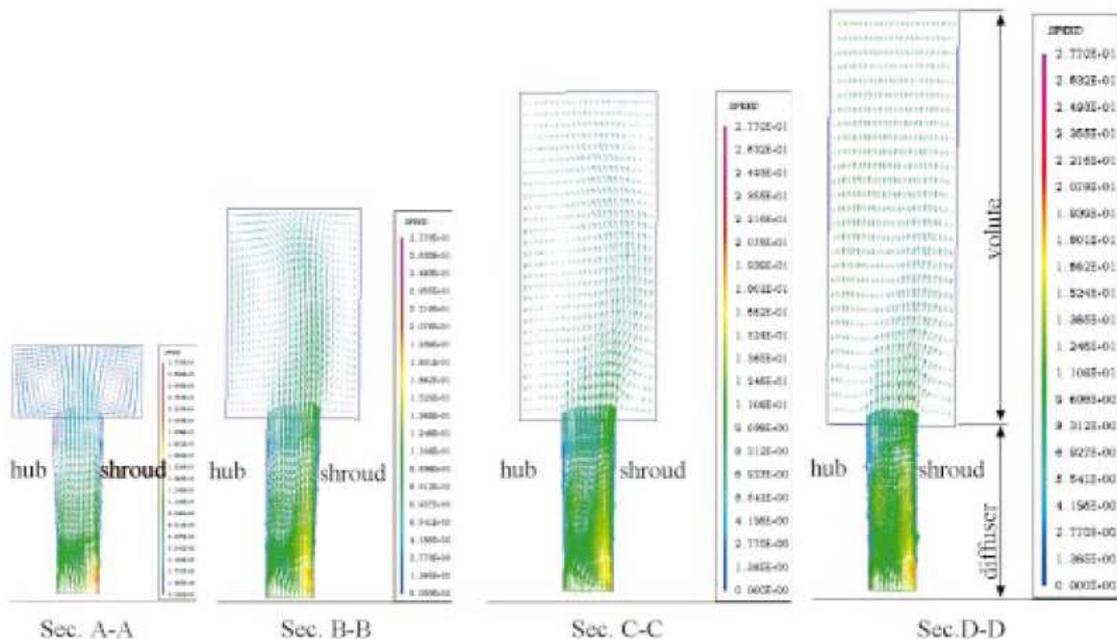


FIGURE 1.5 – Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute, 150 % du débit nominal, d'après Meakhail et Park (2005)

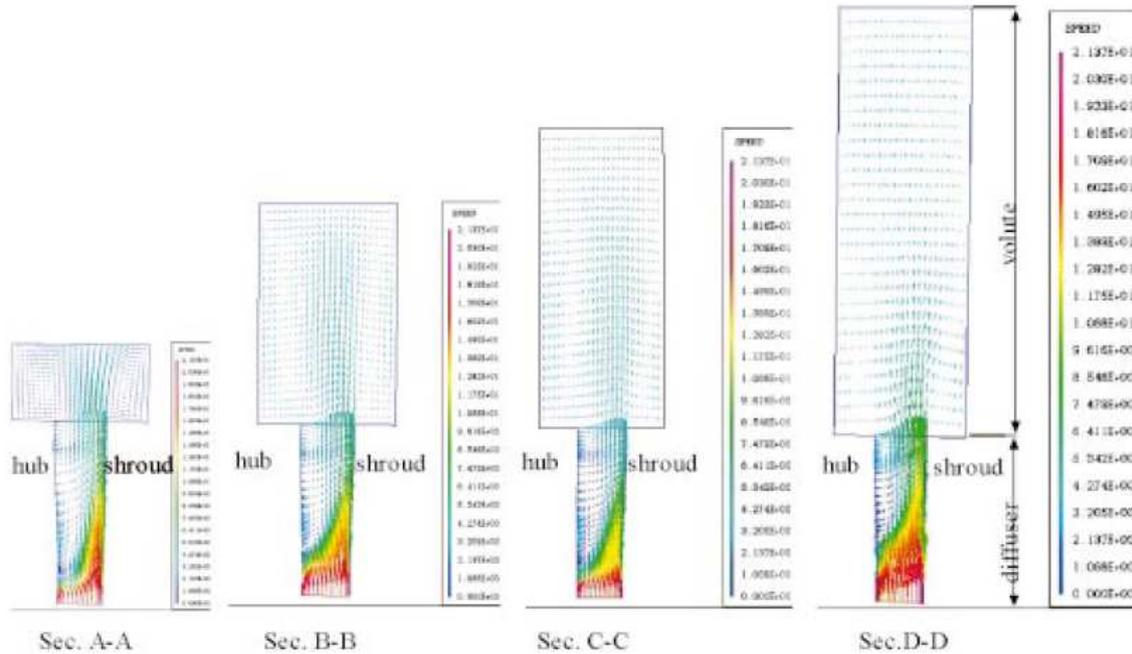


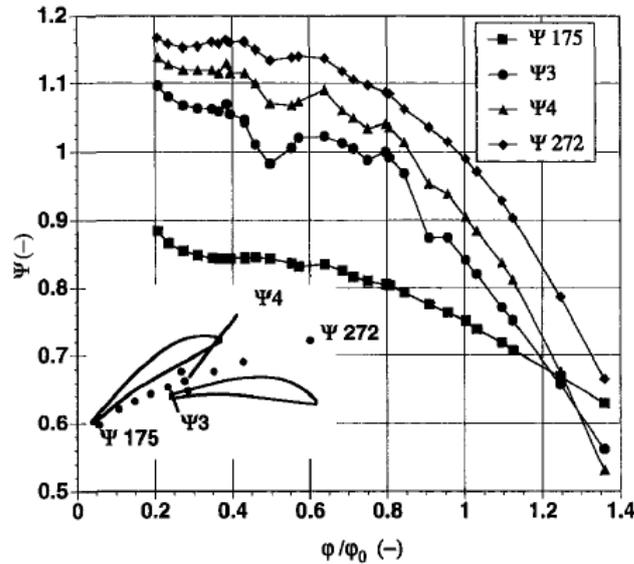
FIGURE 1.6 – Champs de vitesse dans le diffuseur et la volute, 40 % du débit nominal, d’après Meakhail et Park (2005)

Karant et Sharma (2009b) ont également étudié l’effet de la taille de l’entrefer sur les caractéristiques de l’écoulement d’un ventilateur centrifuge avec diffuseur aubé et volute. Les équations de Navier-Stokes bidimensionnelles sont simulées avec le code commercial Fluent 6.3. Le modèle de turbulence utilisé est un $k - \epsilon$ standard. Les résultats montrent qu’il y a un entrefer optimal pour lequel les performances sont les meilleures. La récupération de pression et les pertes de pression totale dans le diffuseur changent avec la taille du jeu radial. Quand l’entrefer est petit, des décollements et des blocages sont observés dans le diffuseur, ce qui conduit à une récupération de pression statique dégradée et à de plus fortes pertes de pressions totales. Quand l’entrefer est grand, des décrochages apparaissent dans le diffuseur. Ces phénomènes provoquent des pertes de pressions totales et de moins bonnes récupérations de pressions. Cependant, les performances sont plus dégradées avec les plus petits entrefers. Il est à noter également que plus l’entrefer est grand, plus les fluctuations de pressions sont faibles, comme déjà observé par Feng *et al.* (2007). La structure jet-sillage est affectée par la taille de l’entrefer. Les mêmes auteurs (Karant et Sharma (2009c)) ont cette fois étudié l’impact du nombre d’aubes du diffuseur sur l’écoulement du même ventilateur centrifuge. Les conditions du calcul sont identiques à l’étude précédente (Karant et Sharma (2009b)). Il existe un nombre optimal d’aubes de diffuseur pour lequel la récupération de pression statique est optimum. Quand le nombre d’aubes du diffuseur est trop grand, des instabilités de type décrochage tournant apparaissent. La récupération de pression statique, qui prend en compte la région de la volute, diminue avec l’augmentation du nombre d’aubes du diffuseur. L’amplitude des fluctuations de pression statique en sortie de volute décroît avec l’augmentation du nombre d’aubes du diffuseur.

Des études expérimentales ont aussi été conduites hors débit de dessin.

Arndt *et al.* (1989, 1990) ont aussi obtenus des résultats hors débit de dessin en plus des résultats au débit de dessin, évoqués page 29. Sur la face en pression, les fluctuations sont minimales pour un léger sous-débit. À partir de ce débit, les fluctuations de pressions augmentent que ça soit vers les petits débits ou les grands débits. Les fluctuations de pressions sont plus importantes aux sur-débits. Pour un sous-débit la récupération de pression à la même tendance qu'au débit nominal (évoqué page 29), mais son niveau est plus élevé face en pression que dans le cas du débit nominal. La récupération de pression pour un sur-débit n'est pas présentée.

Muggli *et al.* (1997), Eisele *et al.* (1997, 1998) ont modélisé l'écoulement dans une pompe centrifuge avec diffuseur aubé à l'aide du modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard. Le calcul tridimensionnel, incompressible et instationnaire est réalisé avec le code commercial TASCflow de ASC. Une comparaison avec un calcul stationnaire des mêmes auteurs est faite. Des mesures tridimensionnelles à l'aide de l'anémomètre LDV et des mesures de pressions ont été conduites pour valider le calcul. Le caractère tridimensionnel de l'écoulement est vérifié par la simulation numérique. Celle-ci prédit la présence de décollements à l'intrados des aubes du diffuseur côté moyeu. De plus, ce décollement est instationnaire de part sa position et son apparition. Il se produit à débits partiels et au débit nominal. Mais son intensité et sa taille sont plus importantes pour les débits partiels. La zone, prédite par le calcul, est plus grande que celle observée. Les pressions mesurées et celles calculées sont en assez bon accord dans la zone de l'écoulement non perturbée par le décollement. Il existe une bonne correspondance entre les simulations stationnaires et instationnaires. L'amplitude des instationnarités périodiques dans le diffuseur (liée à la fréquence de passage des aubes de la roue) est plus forte en sortie de roue et diminue rapidement en aval du col du diffuseur. L'amplitude des instationnarités non-périodiques (turbulence) augmente à travers le canal du diffuseur et est plus importante à débits partiels. Les sillages, provenant des aubes de la roue, sont convectés en aval du col du diffuseur. Des recirculations dans le diffuseur apparaissent dans la roue à débits partiels et perturbent la caractéristique de la pompe (figure 1.7). Pour des débits Q/Q_d compris entre 0,55 et 0,65 la récupération de pression statique devient quelque peu instable. En particulier, pour un point de mesure en sortie de roue, cette instabilité se retrouve pour des débits $0,35 < Q/Q_d < 0,45$. Il est à noter que pour $Q/Q_d > 1,25$, la récupération de pression statique diminue de l'entrée du diffuseur vers le col pour ensuite augmenter jusqu'à la sortie. Pour les autres débits la pression ne fait qu'augmenter tout au long du diffuseur. Cependant aucun résultat sur l'écoulement n'est présenté à sur-débit. Les auteurs indiquent également que pour des applications industrielles, les simulations sont suffisamment bonnes pour le dimensionnement des diffuseurs de pompes. Par contre, pour des études plus approfondies (décrochage tournant), une simulation instationnaire est nécessaire.

FIGURE 1.7 – Récupérations de pression dans le diffuseur, d’après Eisele *et al.* (1997)

Sinha et Katz (2000) ont mis en œuvre la PIV dans une pompe centrifuge en eau avec diffuseur aubé. Ces expériences sont réalisées dans des conditions proches du rendement optimal qui correspondent à un léger sur-débit. Les résultats montrent que l’écoulement est dominé par une série de sillages provenant de l’interaction des aubes de roue et des aubes de diffuseur, des décollements instationnaires (figure 1.2) qui se propagent jusque dans la volute de sortie. Les décollements sur les aubes du diffuseur sont cycliques : un décollement est suivi d’un réattachement. Ces cycles sont dus à la structure jet-sillage en sortie de la roue. Les effets potentiels provenant de la roue restent proches du bord d’attaque du diffuseur malgré le grand entrefer entre la roue et le diffuseur.

Wuibaut (2001) a réalisé des mesures en PIV, à mi-hauteur, en sortie de roue SHF et en entrée de diffuseur de la pompe centrifuge en air du laboratoire. Un diffuseur lisse et deux diffuseurs aubés ont été utilisés. Un premier diffuseur aubé dont le débit de dessin correspond à celui de la roue. Un second diffuseur aubé dont le débit de dessin correspond à 80% de celui de la roue. Ce second diffuseur a également été utilisé par Cavazzini (2007) et dans le cadre de cette présente thèse. Les mesures ont été réalisées à mi-hauteur du canal du diffuseur et pour quatre débits ($0,59 Q_d$, $0,77 Q_d$, $0,93 Q_d$ et $1,13 Q_d$). Des cartes de vitesses absolues et de taux de turbulence sont présentées pour plusieurs positions relatives de roue par rapport au diffuseur. Deux phénomènes sont clairement mis en évidence. Quel que soit le débit, le sillage de l’aube de roue se propage dans le canal de diffuseur puis se mélange à l’écoulement. Des décollements instationnaires sont observés sur le bord d’attaque de l’aube du diffuseur côté pression (figure 1.8). Le niveau de ces décollements est fonction du débit. Plus le débit est élevé, plus le décollement est important en intensité et en espace. Il est à noter que pour le débit $1,13 Q_d$, les mesures montrent la présence d’un premier décollement au bord d’attaque qui se réattache, puis immédiatement suivi d’un second décollement. La présence des décollements s’explique par le fait de la désadaptation de l’angle de l’écoulement par rapport à l’angle géométrique de

l'aube du diffuseur. La présence d'un décollement à sur-débit avait déjà été observée par Sinha et Katz (2000).

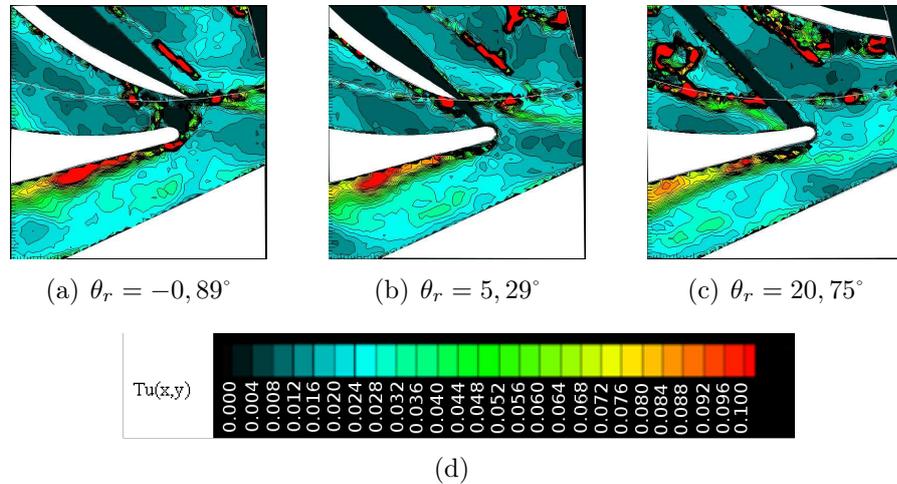


FIGURE 1.8 – Cartes de taux de turbulence au débit $Q/Q_d = 0,93$ (Wuibaut (2001)), θ_r : position angulaire relative entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur

Cavazzini (2007) a complété les résultats de Wuibaut (2001) en réalisant des mesures en PIV à quatre hauteurs de plus de part et d'autre de la mi-hauteur et sur l'ensemble du canal du diffuseur. De plus, l'effet de la fuite dû au jeu entre la roue et le diffuseur, est mis en évidence par des simulations numériques tridimensionnels instationnaires à l'aide du modèle de turbulence DES. La fuite génère des vortex au niveau du moyeu et du carter en entrée du diffuseur dont leur ampleur est plus importante quand le débit diminue.

Jaatinen *et al.* (2010) étudient un compresseur centrifuge avec différents diffuseurs aubés et un diffuseur lisse. En entrée et en sortie de diffuseur, une sonde 3 trous a été utilisée pour mesurer l'angle de l'écoulement et la pression totale. Au même emplacement, une sonde de Kiel a été utilisée pour aussi mesurer la pression totale et la température. Des mesures de pressions statiques ont été également prises. Les courbes de performance des diffuseurs en pression statique montrent que, pour les sous-débits, la récupération de pression statique est positive, tandis qu'aux sur-débits elle est négative. En parallèle de cela, les pertes de pressions totales sont importantes à sur-débits alors que ce n'est pas le cas à sous-débits.

3 Contrôle du décollement de la couche limite

3.1 Généralités sur les décollements de la couche limite

Lorsqu'un fluide visqueux s'écoule sur un obstacle, deux types de forces s'exercent sur lui : les forces d'inertie et les forces de viscosités. Les forces d'inertie permettent l'avancement du fluide alors que les forces de viscosité ont plutôt tendance à ralentir l'écoulement. Ces derniers sont responsables de la présence de la couche limite, zone où l'écoulement est fortement ralenti pour atteindre une vitesse nulle à la paroi. En présence d'un gradient de pression, ce dernier peut avoir un action favorable (gradient négatif) ou défavorable (gradient positif) à l'avancement de l'écoulement. Dans le cas d'un gradient de pression favorable, son action s'ajoute à celui des forces d'inertie et donc accompagne le mouvement du fluide. Par contre, en présence d'un gradient de pression défavorable (par exemple changement de courbure de la paroi), si son intensité est suffisante, son action s'oppose au mouvement du fluide et l'écoulement peut changer de sens (figure 1.9). Un écoulement de retour naît vers la paroi au moment où le gradient de pression devient défavorable (ou positif) : il s'agit du point de décollement. En ce point, le frottement visqueux est nul. Au-delà de ce point, l'écoulement présente localement des recirculations et la couche limite ne suit plus la paroi : elle est décollée. Ce décollement de la couche limite, qui est une zone déficitaire en énergie, est responsable d'augmentation de la traînée dans le cadre d'un objet en mouvement (voiture, bateau, avion, etc...) et de pertes de performances (en turbomachines par exemple).

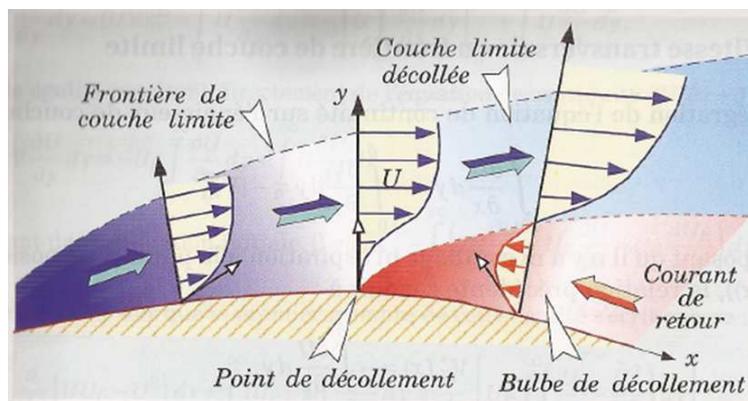


FIGURE 1.9 – Schéma de décollement de couche limite, d'après Chassaing (2010)

Afin de remédier aux conséquences défavorables des décollements, des moyens de contrôle ont été développés.

3.2 Description des moyens de contrôle

Des moyens de contrôle des décollements de la couche limite ont été conçus et réalisés. Leur objectif est d'apporter de l'énergie à cette zone déficitaire à partir de l'écoulement sain (au-delà de la couche limite) en générant des vortex ou en injectant un écoulement supplémentaire. Les dispositifs de contrôle sont classés en deux catégories : le contrôle passif et le contrôle actif. Dans le cadre du contrôle passif, la couche limite est contrôlée sans apport d'énergie. Dans le cadre du contrôle actif, la couche limite est contrôlée avec un apport d'énergie venant de l'extérieur. Les dispositifs de contrôle passifs peuvent être, par exemple, des paires de petits triangles ou d'ailes delta. En contrôle actif, il peut s'agir de jets dont les fentes ont des sections rectangulaires ou circulaires qui aspirent ou soufflent l'écoulement de façon continue ou pulsée. Un autre dispositif de contrôle actif est souvent utilisé : une membrane est fixée à la paroi dans une petite cavité qui est excitée à une certaine fréquence. Ce dispositif, appelé jet synthétique, permet d'avoir à la fois de l'aspiration et du soufflage.

Cependant, la littérature sur le contrôle de la couche limite dans les machines centrifuges est peu fournie. Des études seront présentées par niveau de complexité de la géométrie : une rampe, une bosse, un profil d'aile, un profil de turbine de compresseur axial et une pompe centrifuge avec diffuseur aubé. Dans la présente thèse seulement du contrôle passif a été mis en œuvre. Par conséquent, l'étude se concentrera sur ce type de contrôle dans le paragraphe suivant. Cependant quelques exemples en contrôle actif seront évoqués.

3.3 Exemples d'études sur le contrôle du décollement de la couche limite

3.3.1 Étude d'une rampe et d'une bosse

Différents types d'actionneurs passifs ont été utilisés par (Lin (1999, 2002)) sur une rampe créant un décollement puis un réattachement. L'auteur compare l'efficacité, sur la réduction du décollement, de différents actionneurs passifs tels que des actionneurs à forme triangulaire (figure 1.13) ou rectangulaire, des actionneurs de type wedge (figure 1.10), des actionneurs de Whishbone (figure 1.11), des actionneurs de Wheeler (figure 1.12), des cylindres transversaux, des rainures longitudinales et transverses, des résonateurs de Helmholtz et des surfaces poreuses passives. Les dispositifs les plus efficaces sur la réduction du décollement sont ceux qui génèrent des vortex longitudinaux tels que ceux de type conventionnels ($h/\delta \approx 1$ avec h/δ étant la hauteur du VG adimensionnée par l'épaisseur de couche limite) comme les actionneurs à forme triangulaire ou rectangulaire et ceux de type submergés ($h/\delta \ll 1$) comme les « Whishbone » et les « Wheller ». Les dispositifs qui réduisent le décollement mais souvent moins efficaces que les précédents sont ceux qui génèrent des vortex transversaux (cylindres transversaux, rainures transverses). Les résonateurs de Helmholtz et les surfaces poreuses passives augmentent le décollement.

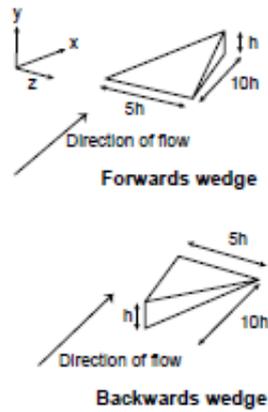


FIGURE 1.10 – Actionneurs passifs de type wedge, a) en avant , b) en arrière , d’après Lin (2002)

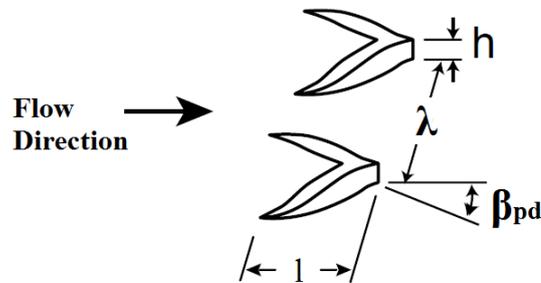


FIGURE 1.11 – Actionneurs passifs de Whishbone, d’après Lin (2002)

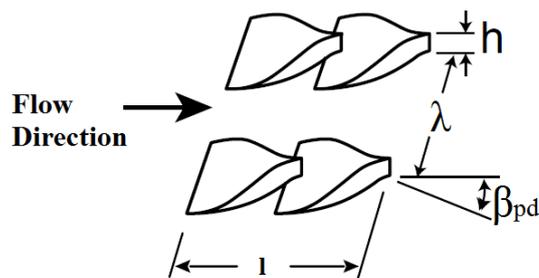


FIGURE 1.12 – Actionneurs passifs de Wheeler, d’après Lin (2002)

Godard et Stanislas (2006a) ont utilisé différentes configurations d’actionneurs passifs corotatifs et contrarotatifs à forme triangulaire (figure 1.13) sur une bosse (présentant l’extrados d’un profil d’aile) dans la soufflerie du Laboratoire de Mécanique de Lille afin de trouver les paramètres qui optimisent leur performance. De part la configuration de l’expérience, un gradient de pression adverse est créé, et par conséquent un décollement sur la bosse. Les vortex générés par les actionneurs sont représentés figure 1.14. Les paramètres optimisés sont résumés dans le tableau 1.1.

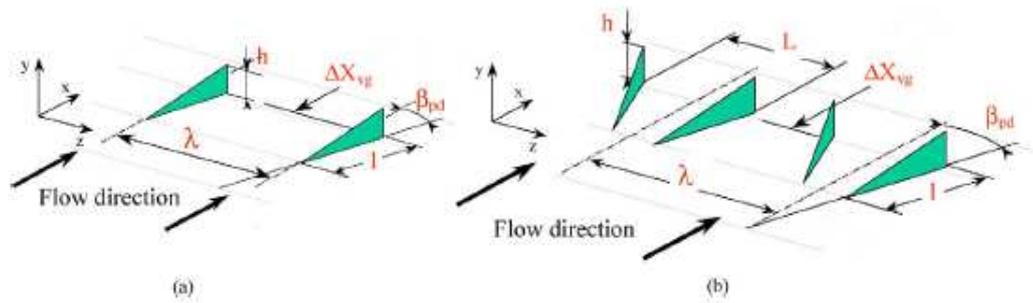


FIGURE 1.13 – Schéma des générateurs de vortex passifs, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d’après Godard et Stanislas (2006a)

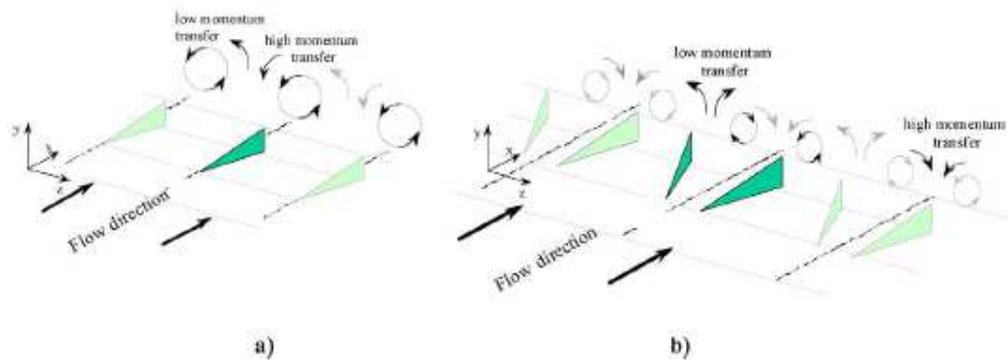


FIGURE 1.14 – Vortex générés par les actionneurs passifs, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d’après Godard et Stanislas (2006a)

Paramètres	CtR	CoR
h/δ	0,37	0,37
$\Delta X_{VG}/h$	57	57
l/h	2	2
L/h	2,5	-
λ/h	6	6
β_{pd} (°)	18	18
$\Delta\tau/\tau_0$ (%) <i>min</i>	110	55
$\Delta\tau/\tau_0$ (%) <i>max</i>	200	105

TABLEAU 1.1 – Paramètres optimisés des actionneurs passifs de forme triangulaire, d’après Godard et Stanislas (2006a)

L’efficacité des actionneurs est désignée en termes de variation de frottement relatif. Le tableau 1.1 montre que pour des géométries similaires, les actionneurs contrarotatifs sont deux fois plus efficaces que les actionneurs corotatifs.

Bien que la littérature sur les dispositifs de contrôle actif ne sera pas détaillée ici, on peut citer les travaux de Selby *et al.* (1992). Des jets ronds ont été utilisés

sur la même rampe que Lin (1999, 2002) pour contrôler le décollement. Seifert et Pack (1999) font du contrôle actif par aspiration et par soufflage de façon périodique ou non sur une bosse. L'optimisation d'actionneurs actifs a été réalisée par Godard *et al.* (2006) et par Godard et Stanislas (2006b) sur la même bosse que pour les actionneurs passifs (Godard et Stanislas (2006a)). Les auteurs ont utilisé des jets à fentes rectangulaires (figure 1.15) et des jets ronds (figure 1.16).

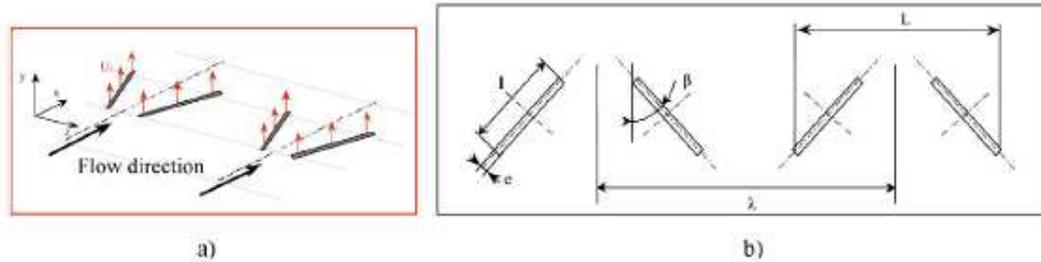


FIGURE 1.15 – Schéma des générateurs de vortex par jets à fentes rectangulaires, a) configuration, b) paramètres géométriques, d'après Godard *et al.* (2006)

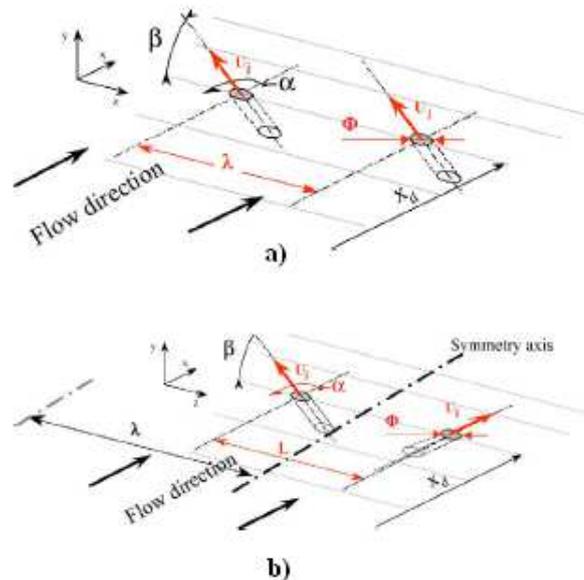
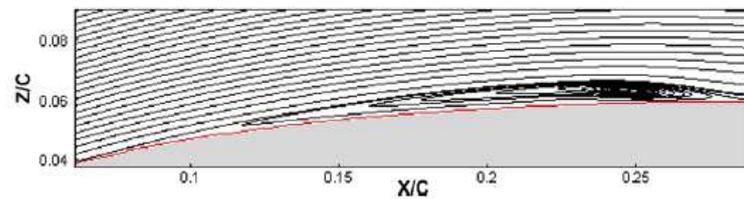


FIGURE 1.16 – Schéma des générateurs de vortex par jets ronds, a) corotatifs, b) contrarotatifs, d'après Godard et Stanislas (2006b)

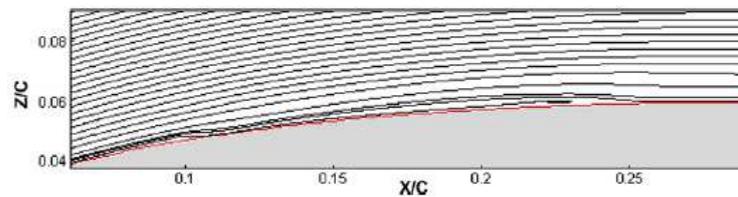
3.3.2 Étude d'un profil d'aile

Shan *et al.* (2008) ont réalisé une étude numérique du décollement sur un profil d'aile NACA0012 avec un angle d'attaque de 6° . Les équations de Navier-Stokes tridimensionnelles compressibles ont été résolues par simulation numérique directe. Les auteurs utilisent aussi deux actionneurs passifs contrarotatifs de forme triangulaire et un contrôle actif avec ces mêmes actionneurs qui peuvent se mouvoir à

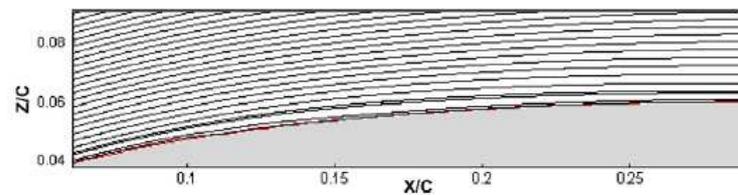
une certaine fréquence selon l'angle de tangage. Les résultats (figure 1.17) du cas non contrôlé montrent la présence d'un décollement qui se développe à partir d'une distance du bord d'attaque de 6% de la corde jusqu'au bord de fuite. Les actionneurs passifs permettent de réduire significativement le décollement. Par contre, deux petits bulbes de recirculations sont observés. Un premier se situe à une distance du bord d'attaque de 6% de la corde et se réattache à 11%. Un deuxième se situe à une distance du bord d'attaque de 25% de la corde et a une longueur de 4% de la corde. Le décollement est réduit de 80% avec les actionneurs passifs par rapport au cas non contrôlé. Dans le cas du contrôle actif avec déplacement angulaire à la fréquence de la séparation, plus de décollement n'est visible sur le profil. Le contrôle actif est plus efficace que le contrôle passif.



(a) Cas non contrôlé



(b) Contrôle passif



(c) Contrôle actif

FIGURE 1.17 – Lignes de courant pour le cas non contrôlé, pour le contrôle passif et le contrôle actif (Shan *et al.* (2008))

Goodarzi *et al.* (2012) ont utilisé un contrôle actif par soufflage sur la face en dépression d'un profil d'aile NACA0015 à l'aide d'un calcul numérique avec le code commercial Fluent et le modèle de turbulence Spalart-Allmaras. Différents angles d'attaque du jet sont testés. Ce dispositif de contrôle permet d'augmenter la portance et de réduire la traînée. Le soufflage permet de retarder la séparation, ce qui améliore la performance du profil d'aile.

3.3.3 Étude d'un profil de turbine de compresseur axial

Afin de réduire le décollement apparaissant sur la face en dépression d'une aube de turbine de compresseur axial, Volino (2003) a utilisé des barres rectangulaires dans la direction transverse. Des barres de différentes hauteurs ont été testées (figure 1.18). Leur performance sont fonction de leur hauteur et de la position de leur bord de fuite. Leur efficacité est plus importante quand elles sont positionnées où la vitesse est maximale sur la face en dépression. Les grandes barres réduisent le décollement mais introduisent des pertes supplémentaires. Les plus petites barres n'ont pas d'effets détectables sur la couche limite mais introduisent des perturbations qui provoquent la transition et le réattachement en aval du cas sans contrôle. La hauteur optimale des barres est fonction du nombre de Reynolds et du niveau de turbulence à l'infini amont. Des barres assez grandes, qui induisent un réattachement à faible nombre de Reynolds, produisent des pertes à grands nombres de Reynolds. Si de grands nombres de Reynolds sont rencontrés en pratique, il faut trouver un compromis dans la taille des barres pour qu'elles soient efficaces sur une grande plage de nombre de Reynolds.

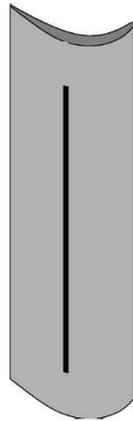


FIGURE 1.18 – Barre rectangulaire sur l'aube de turbine, d'après Volino (2003)

Volino *et al.* (2011) ont également réalisé du contrôlé actif par soufflage avec différentes amplitudes et différentes fréquences sur un profil de turbine de compresseur axial.

3.3.4 Étude d'une pompe centrifuge

Karant et Sharma (2009a, 2010) ont fait une étude numérique sur l'amélioration de la performance d'une pompe centrifuge en air avec diffuseur aubé et volute en utilisant des fentes qui aspirent la couche limite. Le calcul bidimensionnel et instationnaire est réalisé avec le code commercial Fluent 6.3. Le modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard est utilisé. Ces fentes sont placées soit dans la roue soit dans le diffuseur. Elles sont positionnées au niveau du point de décollement de la couche limite et connectent la face en pression avec la face en dépression. Ainsi de l'écoulement passe de la face en pression vers la face en dépression. Ces dispositifs créent donc

une aspiration de la couche limite.

Lors de la première étude de Karanth et Sharma (2009a) des fentes ont été placées à différentes distances du bord d'attaque des aubes de la roue. Les auteurs ont examiné leur influence sur la performance du diffuseur en terme de récupération de pression statique et de perte de pression totale. Une fente placée à une distance radiale de 25% du bord de fuite de l'aube de la roue atténue la formation d'une recirculation, ce qui améliore significativement la performance du diffuseur (augmentation de récupération de pression statique de 8,4% et diminution des pertes de pression totale de 2,3%). Quand la fente est située à une distance radiale de 12,5% du bord d'attaque et du bord de fuite de l'aube de la roue, une amélioration de la récupération de pression statique est observée. Lorsque la fente est située au milieu de l'aube de la roue, l'amélioration de la récupération de pression statique est faible. Si la fente est située à une distance radiale de 25% du bord d'attaque de l'aube de roue, elle ne contribue pas à la performance du diffuseur.

Lors d'une seconde étude de Karanth et Sharma (2010) des fentes ont été placées à différentes distances du bord d'attaque des aubes de la roue et des aubes du diffuseur. Leur influence sur la performance de la machine (volute comprise) a été examinée en termes de récupération de pression statique et de perte de pression totale. Une fente placée proche du bord de fuite de l'aube de la roue permet d'annuler la formation d'une recirculation, ce qui améliore de façon significative la performance de la machine. Quand la fente est placée à une distance radiale de 30% ou de 50% du bord d'attaque de la roue, l'amélioration de la récupération de pression est marginale. Une fente placée à 12% du bord d'attaque de l'aube de roue à tendance à réorienter l'écoulement vers la face en dépression. Ceci conduit à la formation d'une plus grande zone de recirculation que dans le cas sans contrôle et donc affecte négativement la performance de la machine. Une fente placée à 30% du bord d'attaque de l'aube du diffuseur donne la meilleure amélioration de performance de la machine (augmentation de la récupération de pression statique de 11% et diminution des pertes de pressions totales de 4,8%). Lorsque la fente est proche du bord de fuite du diffuseur, cette solution contribue que partiellement à la réduction de la recirculation et donc à une amélioration faible de la performance de la machine.

4 Conclusion

L'étude bibliographique montre que les études numériques et expérimentales donnent des informations sur la structure des écoulements en turbomachines centrifuges. Les différents types d'interactions roue-diffuseur sont mis en évidence (interaction potentielle, interaction jet-sillage, interaction tridimensionnelle visqueuse). Les études révèlent aussi l'apparition de phénomènes liés au débit de fonctionnement de la machine (recirculation en sortie de roue, décollement sur les aubes de la roue et/ou du diffuseur). L'ensemble de ces phénomènes n'ont pas le même comportement (intensité, apparition, localisation) en fonction de la machine utilisée (géométries différentes, présence d'un diffuseur lisse ou d'un diffuseur aubé, présence d'une volute) et du point de fonctionnement.

À l'aide de la PIV, Wuibaut (2001) et Cavazzini (2007) ont détecté l'apparition

de décollements instationnaires sur les aubes du diffuseur. Leur apparition et leur intensité est fonction du point de fonctionnement de la machine. L'objectif de la présente thèse est de compléter les résultats précédents par des mesures de pressions dans le diffuseur et des mesures de vitesses par sonde 3 trous afin de relier ces décollements avec les performances du diffuseur. À partir de là, des actionneurs passifs seront utilisés afin d'atténuer ces décollements pour améliorer la performance du diffuseur.

Le chapitre suivant sera consacré à la présentation du dispositif expérimental et des expériences réalisées. Le chapitre 3 présentera l'écoulement dans le diffuseur. Le chapitre 4 présentera le contrôle du décollement sur les aubes du diffuseur.

Chapitre 2

Dispositif expérimental

1 Description du banc d'essai

1.1 Introduction générale

Le banc d'essais en air RESEDA (Patricio (1999), Wuibaut (2001), Ljevar (2007), Cavazzini (2007)) est équipé de la roue centrifuge SHF. Il a été le support de nombreuses études théoriques et expérimentales depuis plusieurs années. L'installation initiale a été conçue et réalisée en 1993 par (Morel (1993)), elle devait garantir les conditions suivantes :

- un écoulement en entrée de roue le plus régulier possible.
- des conditions aux limites en sortie de machine axisymétriques (refoulement à l'atmosphère).
- une interaction minimale entre l'environnement immédiat de la roue et l'écoulement (refoulement à l'atmosphère).

À l'origine, ce banc d'essais permettait l'analyse du fonctionnement d'une roue centrifuge en régime décollé ou non-décollé. Depuis lors, différents types de diffuseurs avec refoulement à l'atmosphère ont été étudiés (diffuseur lisse court, diffuseur lisse long et deux diffuseurs aubés). Pour cette raison, il n'y a pas de volute en aval du diffuseur. Certaines particularités de l'écoulement peuvent être caractérisées telles que les décollements sur les faces en pression et en dépression des aubages du diffuseur. Une meilleure compréhension de ces phénomènes peuvent améliorer la performance des turbomachines, à débits partiels et à sur-débits.

Le banc d'essai, figure 2.1, d'une hauteur de 4,60 m pour un encombrement au sol d'environ 3 m sur 2 m, est composé :

- d'un circuit d'aspiration constitué d'une conduite dont le diamètre interne est de 290 mm, et d'un caisson d'aspiration (n°1 figure 2.1). Les conditions de fonctionnement sont réglées avec des diaphragmes normalisés (Norme NF X 10-200 (1971)) positionnés sur la paroi du caisson (n°2 figure 2.1). Grâce à ces diaphragmes, le caisson communique avec l'environnement extérieur. À partir de la mesure de la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme ainsi que des caractéristiques de l'air, il est possible de calculer le débit dans la conduite d'aspiration.

L'air du caisson passe à travers un filtre en nid d'abeille (n°3 figure 2.1) puis vers un autre espace, et finalement il est dirigé vers la conduite d'aspiration (n°5 figure 2.1).

- de la roue SHF (Société Hydrotechnique de France), conçue pour travailler en air, figure 2.2 (b).
- d'un diffuseur aubé, figure 2.2 (a).
- d'un moteur asynchrone de 5,5 kW couplé à un variateur de vitesse.

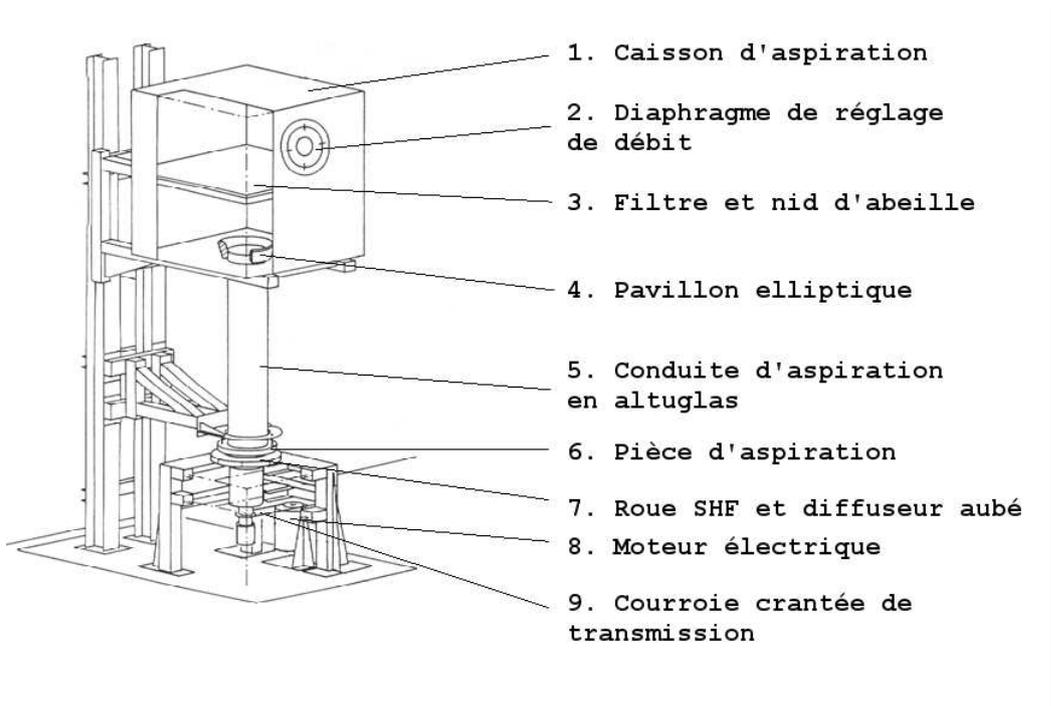
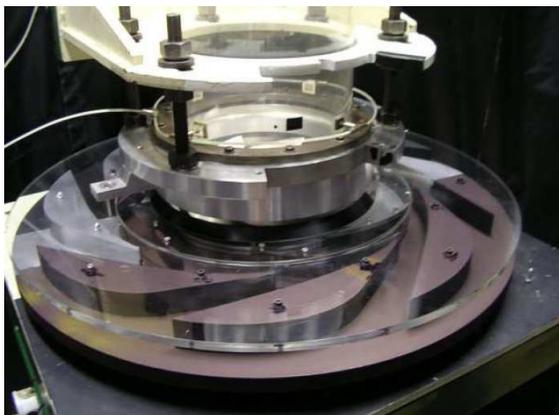


FIGURE 2.1 – Schéma du banc d'essai (Morel (1993))



(a) Photo roue et diffuseur



(b) Roue SHF (en bleu), Diffuseur (en vert)

FIGURE 2.2 – Photo et schéma de la roue et du diffuseur

1.2 Description de la roue

Les dimensions de la roue SHF en air (figure 2.3) ont été obtenues par similitude géométrique de la roue SHF de référence en eau par un rapport d'homothétie de 1,28 (Morel (1993)). Les caractéristiques de la roue SHF en air sont données dans le tableau 2.1.



FIGURE 2.3 – Roue SHF

Rayon d'entrée	$R_1 = 141,1 \text{ mm}$
Rayon de sortie	$R_2 = 256,6 \text{ mm}$
Hauteur du canal en sortie	$h_2 = 38,5 \text{ mm}$
Nombre d'aubages de roue	$Z_{roue} = 7$
Angle de sortie d'aubages	$\beta_{2a} = 22,5^\circ$
Épaisseur moyenne des aubages	$E = 9 \text{ mm}$
Vitesse de rotation nominale	$N_n = 1710 \text{ tr/min}$
Débit de dessin	$Q_d = 0,3365 \text{ m}^3/\text{s}$ à 1710 tr/min

TABLEAU 2.1 – Caractéristiques de la roue SHF

1.3 Description du diffuseur

Le diffuseur aubé (figure 2.4) a été utilisé dans les thèses de (Wuibaut (2001)) et de (Cavazzini (2007)). Ses caractéristiques sont décrites dans le Tableau 2.2.



FIGURE 2.4 – Diffuseur

Rayon d'entrée	$R_3 = 273,6 \text{ mm}$
Entrefer	$(R_3 - R_2)/R_2 = 6,65\%$
Rayon de sortie	$R_4 = 397,8 \text{ mm}$
Nombre d'aubages du diffuseur	$Z_{diff} = 8$
Angle géométrique d'entrée	$\alpha_{31} = 10,21^\circ$ (au bord d'attaque de l'aubage, $R = 275,94 \text{ mm}$) $\alpha_{32} = 15,85^\circ$ (au centre du col d'entrée, $R = 298,06 \text{ mm}$)
Angle géométrique de sortie	$\alpha_4 = 39,55^\circ$ (au centre du col d'entrée, $R = 371,88 \text{ mm}$)
Hauteur constante	$h_4 = 40 \text{ mm}$
Débit de dessin	$0,80 Q_d$

TABLEAU 2.2 – Caractéristiques du diffuseur

Le diffuseur à été conçu pour un débit de dessin à 80 % de celui de la roue pour obtenir de meilleures performances à sous débits.

1.4 Performance globale de la machine

1.4.1 Variation de pression statique

La détermination de la performance de la machine a, jusqu'à présent, été limitée à une mesure de variation de pression statique. La mesure de performance consiste à déterminer, pour une vitesse de rotation donnée, l'évolution de la différence entre la pression statique en sortie du diffuseur (pression atmosphérique) et la pression statique à l'entrée de la machine (cercle de pression au niveau de la conduite d'aspiration) en fonction débit traversant la roue (cf. fig. 2.19 page 64).

Les mesures de pression (pression à l'aspiration de la roue, pression dans le caisson d'aspiration) sont réalisées avec le matériel suivant (figure 2.5) :

- Sélecteur BEXHILL 20 voies pneumatiques.
- Manomètre digital YEW Type 2654 donne directement la valeur de la pression absolue en mm d'eau. Deux calibres peuvent être choisis (1000 mm d'eau et 2000 mm d'eau) avec une précision de $0 \pm 0,1$ mm d'eau pour les 2 calibres.

Les mesures de température et d'humidité relative ont été réalisées en sortie de machine avec un thermo-hygromètre numérique DOSTMANN T870 (tableau A.1 en annexe A). La vitesse de rotation de la roue a été mesurée avec un boîtier BRÜEL ET KJAER Type 4913 couplé à une cellule photoélectrique. La mesure de la pression atmosphérique a été réalisée à l'aide d'un manomètre à mercure pour une gamme de 580 mmHg à 810 mmHg et une précision de $\pm 0,01$ mmHg.



FIGURE 2.5 – Thermo-hygromètre DOSTMANN T870, Mesures de pressions : Sélecteur Bexhill 20 voies, Manomètre YAW 2654

Le tracé des courbes de performance de l'installation avec le diffuseur lisse et les deux diffuseurs aubés, sont les courbes $\Delta P = f(Q/Q_d)$ avec :

- ΔP : Différence entre la pression atmosphérique (pression en sortie de roue) et la pression pariétale à l'entrée de la machine.
- Q : Débit volume total traversant la roue : somme du débit de fuite et du débit dans le caisson. (m^3/s)
- Q_d : Débit volume nominal de la roue (m^3/s) à la vitesse de rotation étudiée (1710 tr/min).

La courbe de performance est présentée sur la figure 2.6 dans le cas de la roue SHF tournant à 1710 tr/min suivie du diffuseur aubé.

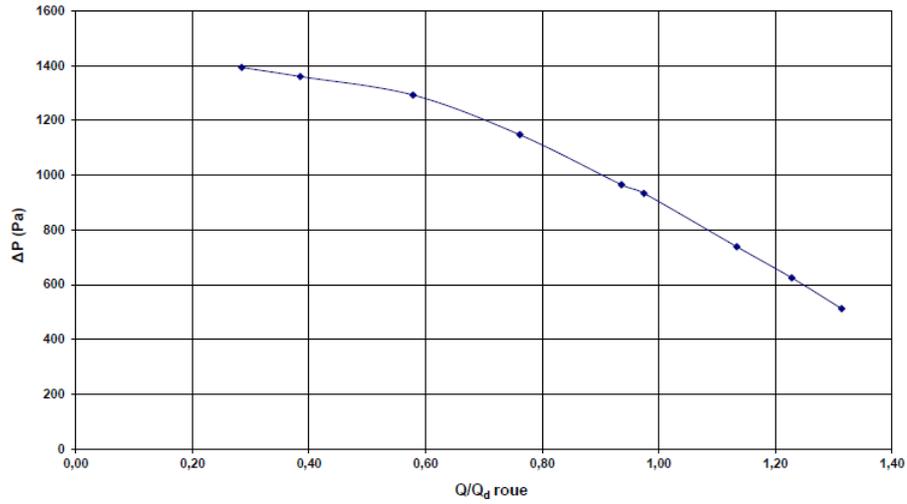


FIGURE 2.6 – Performance globale de l’installation ($N_n = 1710tr/min$)

1.4.2 Débit dans le diffuseur

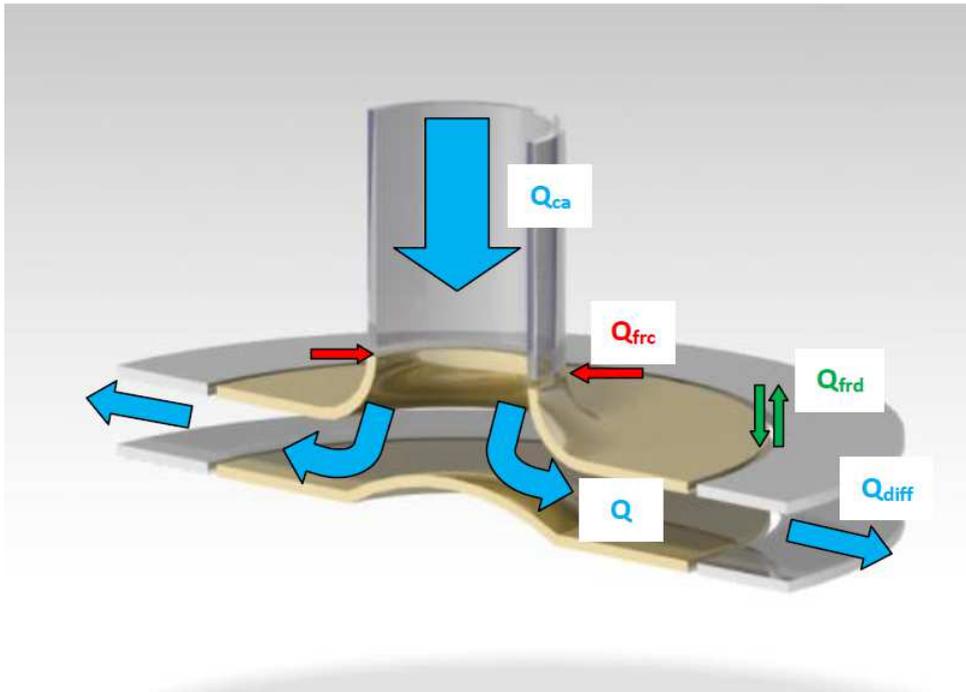


FIGURE 2.7 – Schéma décrivant les débits dans la machine

Les débits dans la machine sont définis ainsi :

- $Q = Q_{ca} + Q_{fcr}$
- $Q_{diff} = Q + Q_{frd}$ si $P_{atm} > P_{stdi}$
- $Q_{diff} = Q - Q_{frd}$ si $P_{atm} < P_{stdi}$

Le schéma de la figure 2.7 présente l'ensemble des débits mis en jeu dans la machine. Le débit dans la conduite d'aspiration est le même que dans le caisson. Le débit de dessin de la roue est de $0,337m^3/s$ pour une vitesse de rotation nominale de 1710 tr/min. Pour la même roue tournant à la vitesse de rotation N^* , l'utilisation de ce coefficient de débit permet de calculer le débit Q_d^* connaissant le débit Q_d pour la vitesse de rotation N .

$$Q_d^* = \frac{Q_d}{N} N^* \quad (2.1)$$

Le calcul du débit dans le caisson ainsi que du débit de fuite entre la conduite d'aspiration et la roue a été réalisée par Wuibaut (2001) (cf. annexe B). Le calcul du débit dans le diffuseur se fait à partir de la connaissance du débit dans la roue et du débit de fuite entre la roue et le diffuseur comme le montre le schéma 2.7. Le calcul du débit dans la roue a été traité précédemment. Il reste à traiter maintenant du débit de fuite entre la roue et le diffuseur. Il se calcule à partir de la connaissance des pertes de charges dans les jeux côté carter et côté moyeu qui sont de 1 mm de rayon. L'effet de la rotation n'est pas prise en compte comme dans le cas du calcul du débit dans la roue (Wuibaut (2001)).

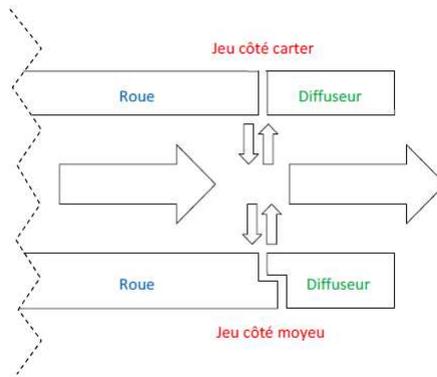


FIGURE 2.8 – Schéma du jeu entre la roue et le diffuseur

1.4.2.1 Calcul du débit de fuite côté carter

Le schéma 2.8 présente la perte de charge côté carter, modélisée par une perte de charge linéaire et deux pertes de charges singulières constituées d'un rétrécissement et d'un élargissement. Elle est donc définie comme suit :

$$\Delta P_{carter} = \frac{\lambda_{lin} l}{D_h} \frac{1}{2} \rho_{air} v_{z,carter}^2 + (K_{rét} + K_{él}) \frac{1}{2} \rho_{air} v_{z,carter}^2 \quad (2.2)$$

$$v_{z,carter} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{carter}}{\left(\frac{\lambda_{lin} l}{D_h} + K_{rét} + K_{él}\right) \rho_{air}}} \quad (2.3)$$

$$Q_{f,carter} = S_{ann} \cdot v_{z,carter} \quad (2.4)$$

On a : R_d , le rayon d'entrée du diffuseur et R_r , le rayon de sortie de la roue. $R_d = 257,6 \cdot 10^{-3}m$ et $R_r = 256,6 \cdot 10^{-3}m$, on a :

$$S_{ann} = \pi (R_d^2 - R_r^2) = 1,615 \cdot 10^{-3} m^2$$

Soit per, le périmètre hydraulique.

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{per} = \frac{4\pi(R_d^2 - R_r^2)}{2\pi(R_d + R_r)} = \frac{4\pi(R_d - R_r)(R_d + R_r)}{2\pi(R_d + R_r)} = 2(R_d - R_r) = 2 \cdot 10^{-3} m$$

Le nombre de Reynolds dans le jeu côté carter est donné par :

$$Re_{carter} = \frac{\left(\frac{U_2}{2}\right) \cdot D_h}{\nu_{air}} \text{ avec } U_2 = 45,96 \text{ m.s}^{-1} \text{ et } \nu_{air} = 1,57 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \text{ avec } U_2 \text{ la vitesse d'entraînement en sortie de roue et } \nu_{air} \text{ la viscosité cinématique de l'air.}$$

Ce qui donne $Re_{carter} = 2,927 \cdot 10^{-3}$.

À partir de Re_{carter} et d'après Idel'Cik (1960), on a $\lambda = 0,0036$.

D'après Idel'Cik (1960), on a $K^{rét} = 0,5$ et $K^{él} = 1$.

La longueur axiale du jeu côté carter l vaut $l = 6 \cdot 10^{-3} m$.

La masse volumique de l'air vaut $\rho_{air} = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Soient la pression atmosphérique prise comme référence ($P_{atm} = 0 \text{ Pa}$), P_s la pression statique moyenne en entrée de diffuseur, P_{s1} , P_{s11} et P_{s16} les pressions statiques respectivement en S1, S11 et S16 (cf. figure 2.10).

P_s est ainsi défini : $P_s = \frac{P_{s1} + P_{s11} + P_{s16}}{3}$.

Et on a, $\Delta P_{carter} = P_s - P_{atm}$.

Remarque :

Les grandeurs $\overline{v_{z,carter}}$ et $\overline{Q_{f,carter}}$ sont définies algébriquement avec la convention suivante. Le signe + pour une fuite allant de l'extérieur vers la machine et le signe - pour une fuite allant de la machine vers l'intérieur.

$$\begin{aligned} \overline{v_{z,carter}} &= \text{signe}(\Delta P_{carter}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P_{carter}|}{\left(\frac{\lambda_{lin} l}{D_h} + K_{él} + K_{rét}\right) \rho_{air}}} \\ \text{et } \overline{Q_{f,carter}} &= S_{ann} \cdot \overline{v_z} \\ \text{signe}(\Delta P_{carter}) &= \begin{cases} -1 & \text{si } \Delta P_{carter} < 0 \\ 1 & \text{si } \Delta P_{carter} > 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Q/Q_d	P_s (Pa)	ΔP_{carter} (Pa)	$\overline{v_{z,carter}}$ (m/s)	$\overline{Q_{f,carter}}$ (m ³ /s)
0,38	-310	310	17,93	0,029
0,57	-287	287	17,25	0,028
0,77	-195,5	195,5	14,23	0,023
0,97	-61,47	61,47	7,98	0,013
1,12	51,3	-51,3	-7,29	-0,012

TABLEAU 2.3 – Débits de fuite côté carter

1.4.2.2 Calcul du débit de fuite côté moyeu

La même méthode est utilisée pour calculer le débit de fuite côté moyeu.

Comme le montre le schéma 2.8, la perte de charge côté moyeu est modélisée par trois pertes de charges singulières constituées d'un rétrécissement, d'un élargissement et d'un coude à 90°. Elle est donc définie comme suit :

$$\Delta P_{moyeu} = (K_{rét} + K_{él} + 2 \cdot K_{coude90^\circ}) \frac{1}{2} \rho_{air} v_{z,moyeu}^2 \quad (2.6)$$

$$v_{z,moyeu} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{moyeu}}{(K_{rét} + K_{él} + 2 \cdot K_{coude90^\circ}) \rho_{air}}} \quad (2.7)$$

$$Q_{f,moyeu} = S_{ann} \cdot v_{z,moyeu} \quad (2.8)$$

Le jeu entre la roue et le diffuseur étant identique au carter comme au moyeu et vaut 1 mm, la surface annulaire S_{ann} est identique dans ces deux cas : $S_{ann} = 1,615 \cdot 10^{-3} m^2$.

D'après Idel'Cik (1960), on a $K_{rét} = 0,5$, $K_{él} = 1$ et $K_{coude90^\circ} = 1,13$.

La masse volumique de l'air vaut $\rho_{air} = 1,2 kg \cdot m^{-3}$.

Soient la pression atmosphérique prise comme référence ($P_{atm} = 0 Pa$), P_s la pression statique moyenne en entrée de diffuseur, P_{s1} , P_{s11} et P_{s16} les pressions statiques respectivement en S1, S11 et S16 (cf. figure 2.10).

P_s est ainsi défini : $P_s = \frac{P_{s1} + P_{s11} + P_{s16}}{3}$.

Et on a, $\Delta P_{moyeu} = P_s - P_{atm}$.

Remarque :

Les grandeurs $v_{z,moyeu}$ et $Q_{f,moyeu}$ sont définies algébriquement avec la convention suivante. Le signe + pour une fuite allant de l'extérieur vers la machine et le signe - pour une fuite allant de la machine vers l'intérieur.

$$\overline{v_{z,moyeu}} = \text{signe}(\Delta P_{moyeu}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta P_{moyeu}|}{(K_{él} + K_{rét} + 2 \cdot K_{coude90^\circ}) \rho}}$$

$$\text{et } \overline{Q_{f,moyeu}} = S_{ann} \cdot \overline{v_z} \quad (2.9)$$

$$\text{signe}(\Delta P_{moyeu}) = \begin{cases} -1 & \text{si } \Delta P_{moyeu} < 0 \\ 1 & \text{si } \Delta P_{moyeu} > 0 \end{cases}$$

Q/Q_d	P_s (Pa)	ΔP_{moyeu} (Pa)	$\overline{v_{z,moyeu}}$ (m/s)	$\overline{Q_{f,moyeu}}$ (m ³ /s)
0,38	-310	310	11,72	0,019
0,57	-287	287	11,28	0,018
0,77	-195,5	195,5	9,31	0,015
0,97	-61,47	61,47	5,22	0,008
1,12	51,3	-51,3	-4,77	-0,008

TABLEAU 2.4 – Débits de fuite côté moyeu

1.4.2.3 Calcul du débit de fuite et du débit dans le diffuseur

Finalement, le débit de fuite entre la roue et le diffuseur est calculé de la manière suivante :

$$\overline{Q_{frd}} = \overline{Q_{f,carter}} + \overline{Q_{f,moyeu}} \quad (2.10)$$

Les résultats sont répertoriés dans le tableau 2.5 :

Q/Q_d	$\overline{Q_{frd}}(m_3/s)$
0,38	0,048
0,57	0,046
0,77	0,038
0,97	0,021
1,12	-0,019

TABLEAU 2.5 – Débits de fuite roue-diffuseur

Comme il a été défini au début de cette section, $Q_{diff} = Q_r + \overline{Q_{frd}}$. La figure 2.9 représente l'ensemble des différents débits traversant la machine.

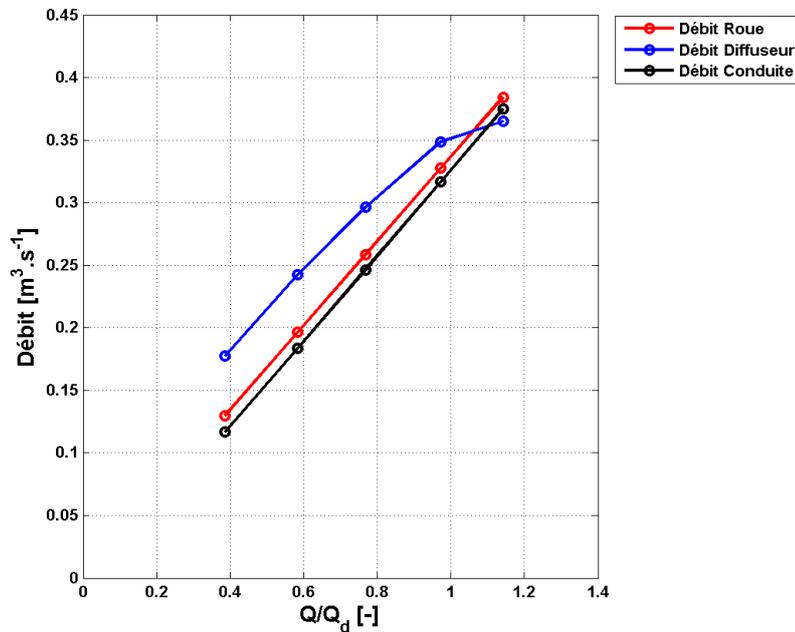


FIGURE 2.9 – Ensemble des débits traversant la machine en fonction de Q/Q_d

On peut noter que les fuites entre la roue et le diffuseur jouent un rôle important. Pour les hauts sur-débits ($Q/Q_d > 1$), le débit de fuite s'inverse et influe sur le débit qui entre effectivement dans le diffuseur.

2 Description des différentes campagnes d'essai

2.1 Mesures de pressions statiques sur le flasque supérieur du diffuseur

Une campagne d'essai a permis les mesures de pressions statiques sur le carter d'un canal du diffuseur aubé. Ces mesures ont pour objectifs :

- d'évaluer les pressions statiques (stationnaires et fluctuantes) dans le diffuseur,
- d'évaluer la récupération du diffuseur aubé,
- d'obtenir la courbe caractéristique complète de la pompe (roue et diffuseur aubé),
- de tester la périodicité de l'écoulement.

Des mesures de pressions statiques ont été réalisées aux points de la figure 2.10 (l'Annexe C 1 donne les coordonnées précises de ces points).

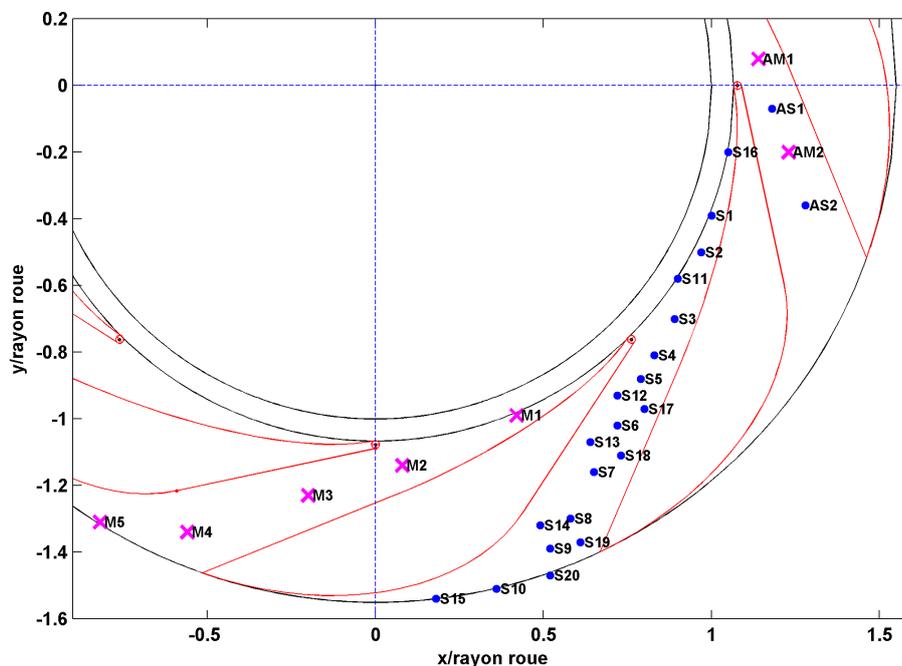


FIGURE 2.10 – Emplacements des prises de pressions statiques et des microphones

Des mesures de pressions statiques ont été effectuées dans un canal de diffuseur. Elles sont notées de S1 à S20, à l'aide du manomètre digital YEW Type 2654 donnant la pression statique relative en mm d'eau. Dans un autre canal du diffuseur des microphones B & K 4135 (associés à des amplificateurs B & K 2804) donnent les fluctuations de la pression. Ils sont notés de M1 à M5. Dans un troisième canal, il y a alternativement deux prises de pressions statiques et deux microphones. Ils permettent de comparer les résultats avec ceux d'un autre canal pour tester la périodicité de l'écoulement. Les résultats des prises AS1 et AS2 sont comparés respectivement avec ceux des prises S5 et S7. Les résultats des microphones AM1 et

AM2 sont comparés respectivement avec ceux des microphones M2 et M3. Lors de cette expérience, plusieurs points de fonctionnements ont été étudiés.

Q/Q_d	0.285	0.385	0.579	0.762	0.936	0.975	1.134	1.229	1.314
D [mm]	58	70	90	108	125	130	150	165	180

TABLEAU 2.6 – Débits relatifs et diamètres des diaphragmes correspondants

Tous les débits relatifs présentés dans le tableau 2.6 ont été étudiés à la vitesse de rotation $N=1710$ tr/min. Les études de (Wuibaut (2001)) et de (Cavazzini (2007)) ont été réalisées également à cette vitesse de rotation. Ainsi une base de données cohérente est constituée. Pour mettre en évidence d'éventuels effets du nombre de Reynolds une vitesse de rotation supplémentaire de 1200 tr/min a été utilisée pour les deux débits relatifs suivants $Q/Q_d = 0,385$ et $Q/Q_d = 0,579$.

2.2 Mesures de pressions et de vitesses avec une sonde 3 trous

2.2.1 Présentation de l'expérience

Les performances du dispositif ont été obtenues par mesure de pression statique. Cependant pour avoir une information plus complète, les performances doivent être obtenues par l'intermédiaire de la pression totale. Une sonde de pression 3 trous (figure 2.11) est alors utilisée (appelée aussi sonde 3 trous). Ces mesures permettent d'obtenir la performance complète de la pompe ainsi que de chaque élément mais aussi de tracer les profils de vitesse et de pression.



FIGURE 2.11 – Photo et schéma de la sonde 3 trous

Cette sonde permet, à partir de la mesure des 3 pressions et d'un étalonnage préalable, d'obtenir la pression totale, la pression statique, la vitesse absolue et ses différentes composantes radiale et tangentielle. Les mesures avec la sonde 3 trous ont été réalisées aux emplacements répertoriés sur la figure 2.12. Les coordonnées sont données en annexe C 2. Pour chaque emplacement, dix hauteurs entre le moyeu et le carter ont été explorées (tableau 2.7). Le moyeu, pris pour référence, correspond à une hauteur de $h = 0$ mm. Le carter correspond à une hauteur de $h = 40$ mm.

Les hauteurs en rouge correspondent aux hauteurs étudiées par Cavazzini (Cavazzini (2007)). On rappelle que Wuibaut (Wuibaut (2001)) a réalisé ses essais à mi-hauteur du diffuseur. Les trous sont situés à 3 mm de la base de la sonde (figure 2.11). Donc aucune mesure n'a pu être effectuée pour des hauteurs inférieures à 3 mm dans le diffuseur. Pour éviter d'endommager la sonde, les mesures ont commencées à partir d'une hauteur de 5 mm. De plus, 5 des débits relatifs (tableau 2.8) étudiés par Cavazzini en PIV ont été étudiés pour la présente campagne d'essai.

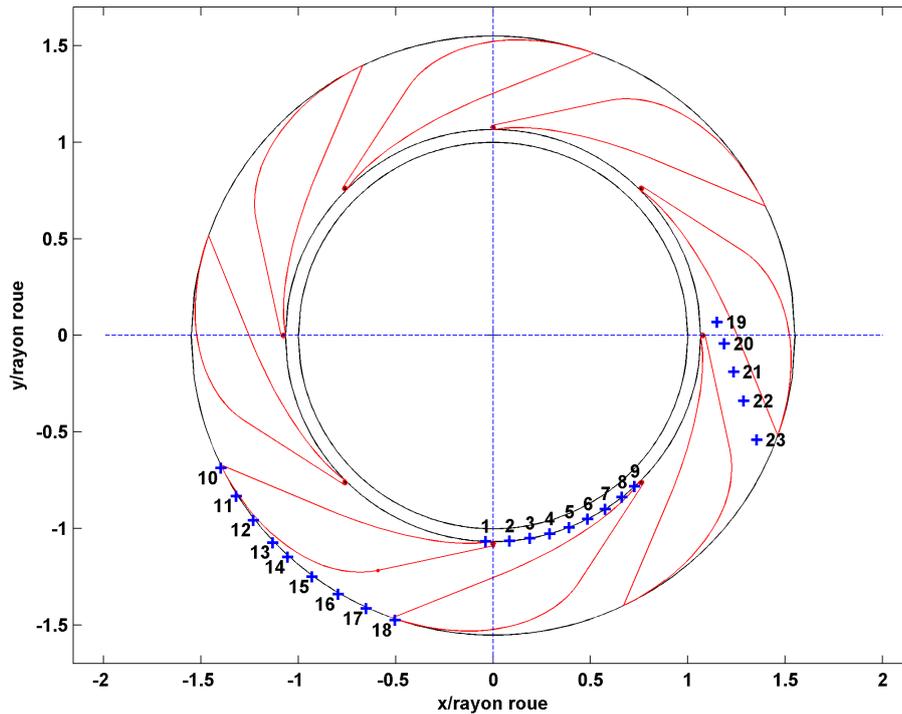


FIGURE 2.12 – Emplacements de la sonde 3 trous - Numérotation

Hauteurs (mm)	5	8	10	15	20	25	30	35	37	39
Hauteurs (h^*)	0,125	0,2	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	0,925	0,975

TABLEAU 2.7 – Hauteurs explorées

Q/Q_d	0,390	0,584	0,772	1,003	1,773
D [mm]	70	90	108	130	150

TABLEAU 2.8 – Débits relatifs étudiés et diaphragmes correspondant

Les 3 trous de la sonde sont reliés à des capteurs de pression de type Honeywell (tableau A.2 en annexe A), transformant l'information de pression en tension.

Les données sont ensuite enregistrées via une carte d'acquisition National Instruments « NI 9215 » à 4 voies. Cette carte est reliée à un ordinateur par une connexion USB. Les tensions sont acquises avec un programme Labview, logiciel développé par National Instruments (figure 2.13).

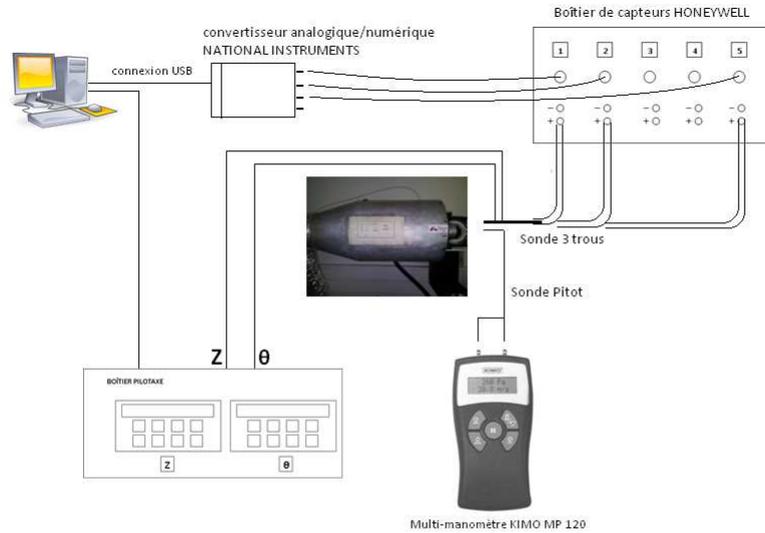


FIGURE 2.13 – Schéma de calibration de la sonde 3 trous

Avant la mesure il est nécessaire d'étalonner la sonde 3 trous. La technique d'étalonnage utilisée est celle développée par Argüelles Diaz *et al.* (2009) et Argüelles Diaz *et al.* (2010).

2.2.2 Technique d'étalonnage

Dans un écoulement uniforme dont la vitesse et la direction sont connues, on mesure les 3 pressions de la sonde 3 trous pour différents angles et pour une vitesse. À partir des 3 pressions, on définit 3 coefficients d'étalonnage C_α , C_{p0} , C_{ps} , à l'aide des relations (2.11), en fonction de l'angle α de l'écoulement défini par le tableau 2.9. La vitesse de l'écoulement est mesurée à l'aide une sonde Pitot (tableau A.3 en annexe A).

On place, dans un second temps, la sonde 3 trous au centre du jet. On fait tourner la sonde sur son axe pour repérer la position d'angle nul (cas 1 du tableau 2.9). La sonde est aligné avec l'écoulement quand la mesure de P_{ce} est maximale et que la pression est la même pour les deux trous latéraux ($P_{ga} = P_{dr}$). Puis on mesure les pressions à différents angles pour obtenir les courbes d'étalonnage.

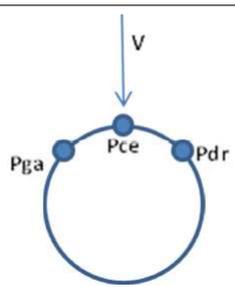
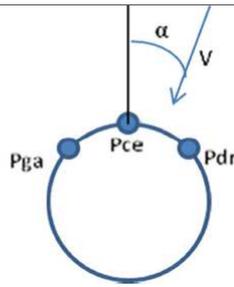
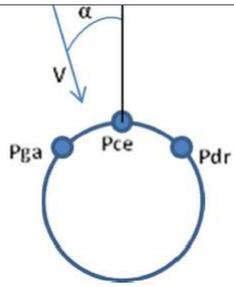
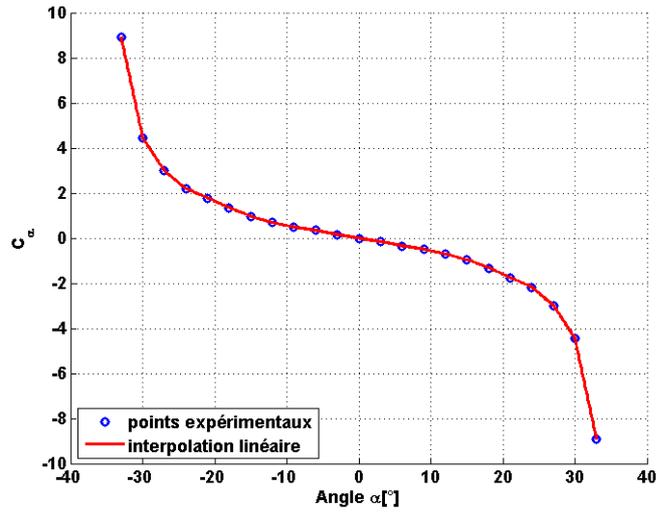
		
$P_{ga} = P_{dr}$	$P_{ga} < P_{dr}$	$P_{ga} > P_{dr}$
$\alpha = 0^\circ$	$\alpha > 0^\circ$	$\alpha < 0^\circ$
Cas 1	Cas 2	Cas 3

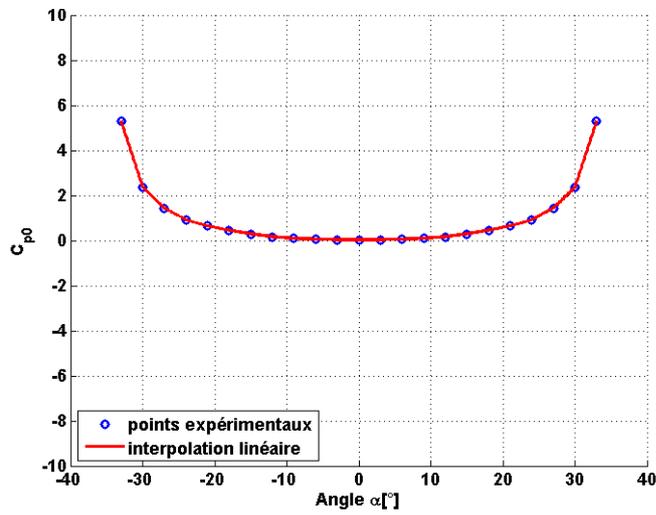
TABLEAU 2.9 – Orientations de la sonde par rapport à l'écoulement

$$\left\{ \begin{array}{l} C_\alpha(\alpha) = \frac{P_{ga} - P_{dr}}{Q(\alpha)}; \quad C_{P_0}(\alpha) = \frac{P_{totP} - P_{ce}}{Q(\alpha)}; \quad C_{P_s}(\alpha) = \frac{P_{totP} - P_sP}{Q(\alpha)} \\ \text{avec } Q(\alpha) = P_{ce} - 0,5(P_{ga} + P_{dr}) \end{array} \right. \quad (2.11)$$

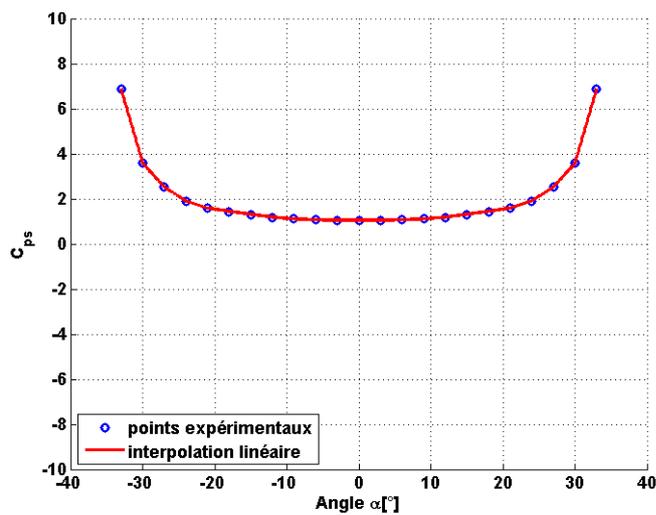
Ces coefficients d'étalonnage sont fonction de l'angle α de l'écoulement. Ils sont adimensionnés de telle manière qu'ils soient indépendants de la pression dynamique et donc de la vitesse (Argüelles Diaz *et al.* (2010)). On obtient ainsi 3 courbes d'étalonnage (figure 2.14).



(a) Courbe d'étalonnage C_α



(b) Courbe d'étalonnage C_{p0}



(c) Courbe d'étalonnage C_{ps}

FIGURE 2.14 – Courbes d'étalonnage

Une validation de l'étalonnage de la sonde 3 trous est présentée en annexe D.

2.2.3 Obtention des grandeurs physiques à partir de l'étalonnage

Pour l'écoulement à étudier, on place la sonde 3 trous et on mesure les 3 pressions. On suit la procédure suivante (figure 2.15) et (relations 2.12) pour obtenir la direction de l'écoulement α et la vitesse V définis figure 2.16.

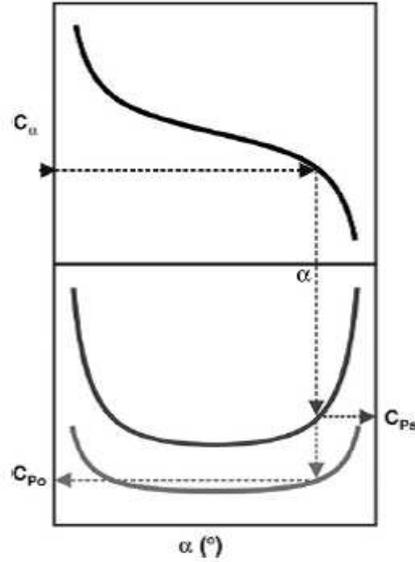


FIGURE 2.15 – Principe d'utilisation des courbes d'étalonnage (Argüelles Diaz *et al.* (2009))

$$\left. \begin{array}{l} P_{ga} \\ P_{dr} \\ P_{ce} \end{array} \right\} \rightarrow C_{\alpha} \rightarrow \alpha \rightarrow \left(\begin{array}{l} C_{p0} \rightarrow P_{tot} \\ C_{ps} \end{array} \right) \rightarrow P_s \rightarrow P_{dyn} \rightarrow V \quad (2.12)$$

Connaissant les 3 pressions, on calcule C_{α} , puis on obtient α . Ce qui permet d'obtenir les autres grandeurs physiques recherchées (équations 2.13, 2.14, 2.15, 2.16).

$$P_{tot} = C_{p0}Q + P_{ce} \quad (2.13)$$

$$P_s = P_{tot} - C_{ps}Q \quad (2.14)$$

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{tot} - P_s)}{\rho}} \quad (2.15)$$

$$\begin{cases} V_r = V \cos(\varphi) \\ V_u = V \sin(\varphi) \end{cases} \quad (2.16)$$

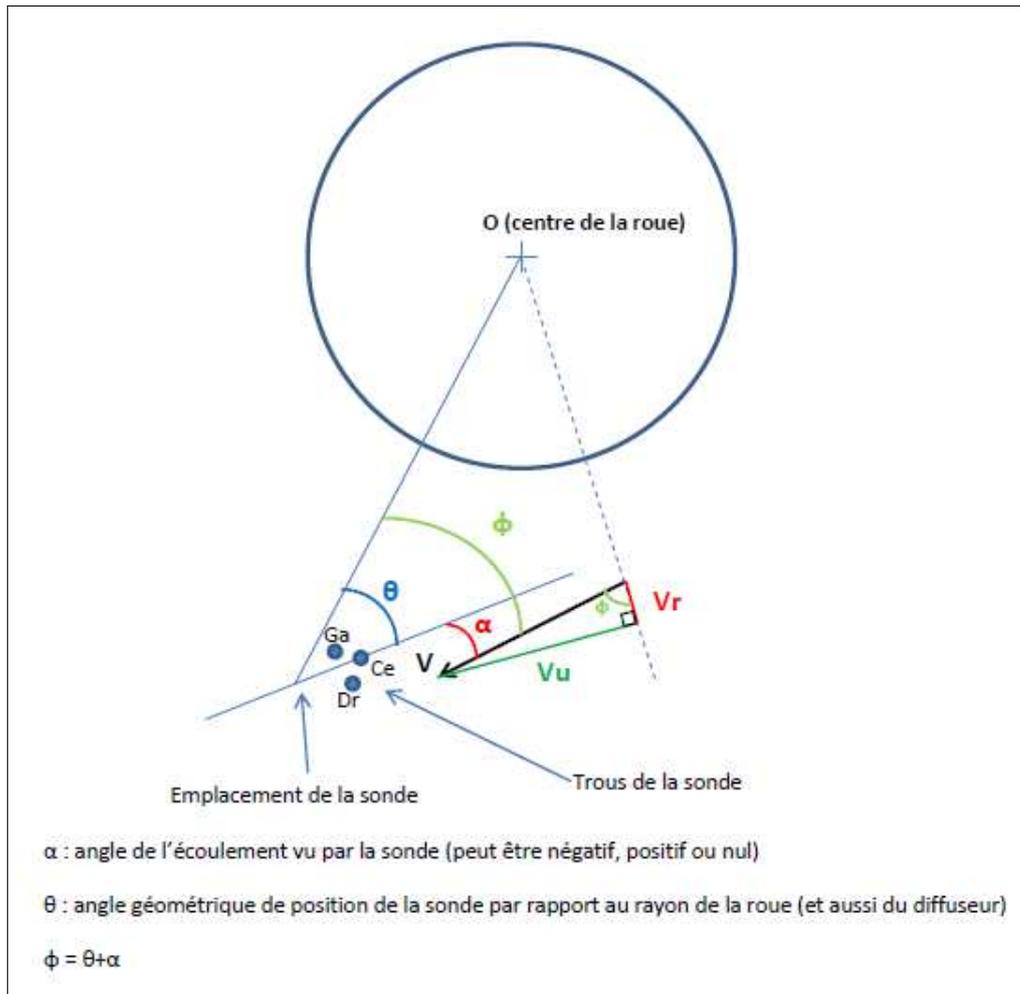


FIGURE 2.16 – Schéma de définition des angles

2.2.4 Conception des bouchons supportant la sonde 3 trous

Pour pouvoir placer la sonde sur le diffuseur, une modification importante de celui-ci a été nécessaire. Un nouveau carter a été conçu et fabriqué. Des lumières (figure 2.17) ont été ajoutées pour recevoir des bouchons (annexe E 1) qui permettent de fixer le support de sonde (figure 2.18). Une photo (figure 2.19) permet de voir le résultat final sur banc d'essai.

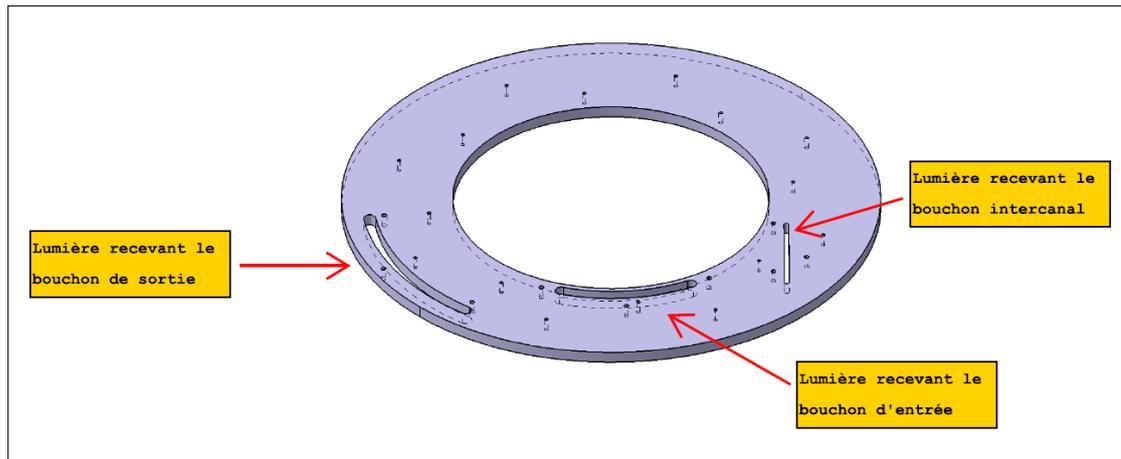


FIGURE 2.17 – Vue du carter (flasque supérieur)

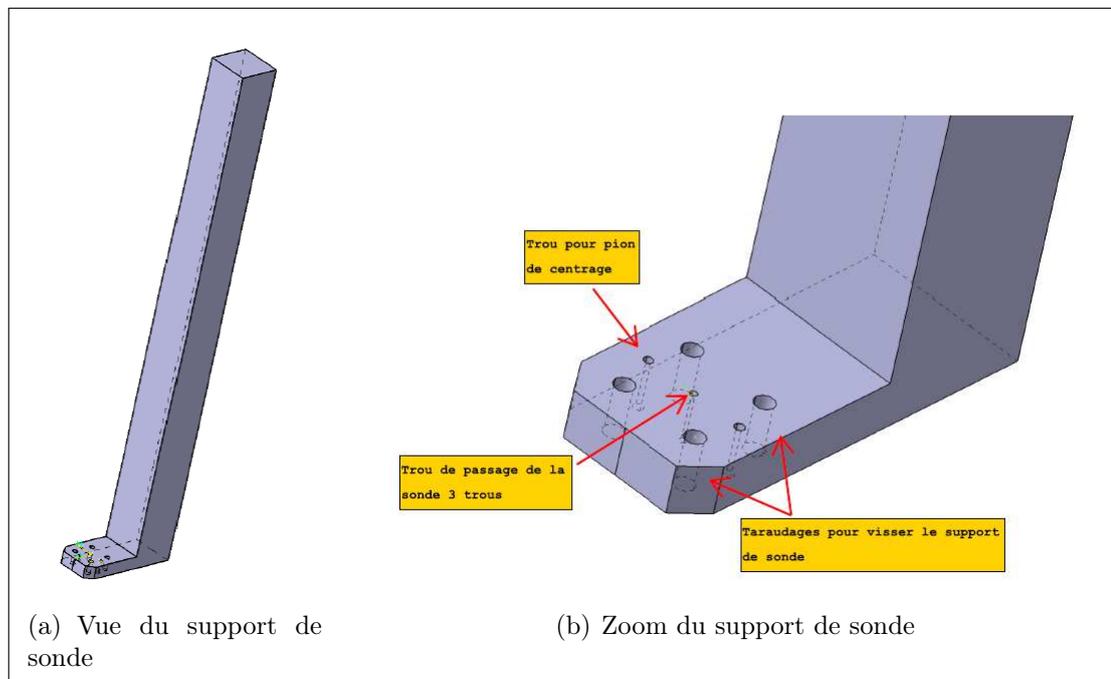


FIGURE 2.18 – Vue du support de sonde

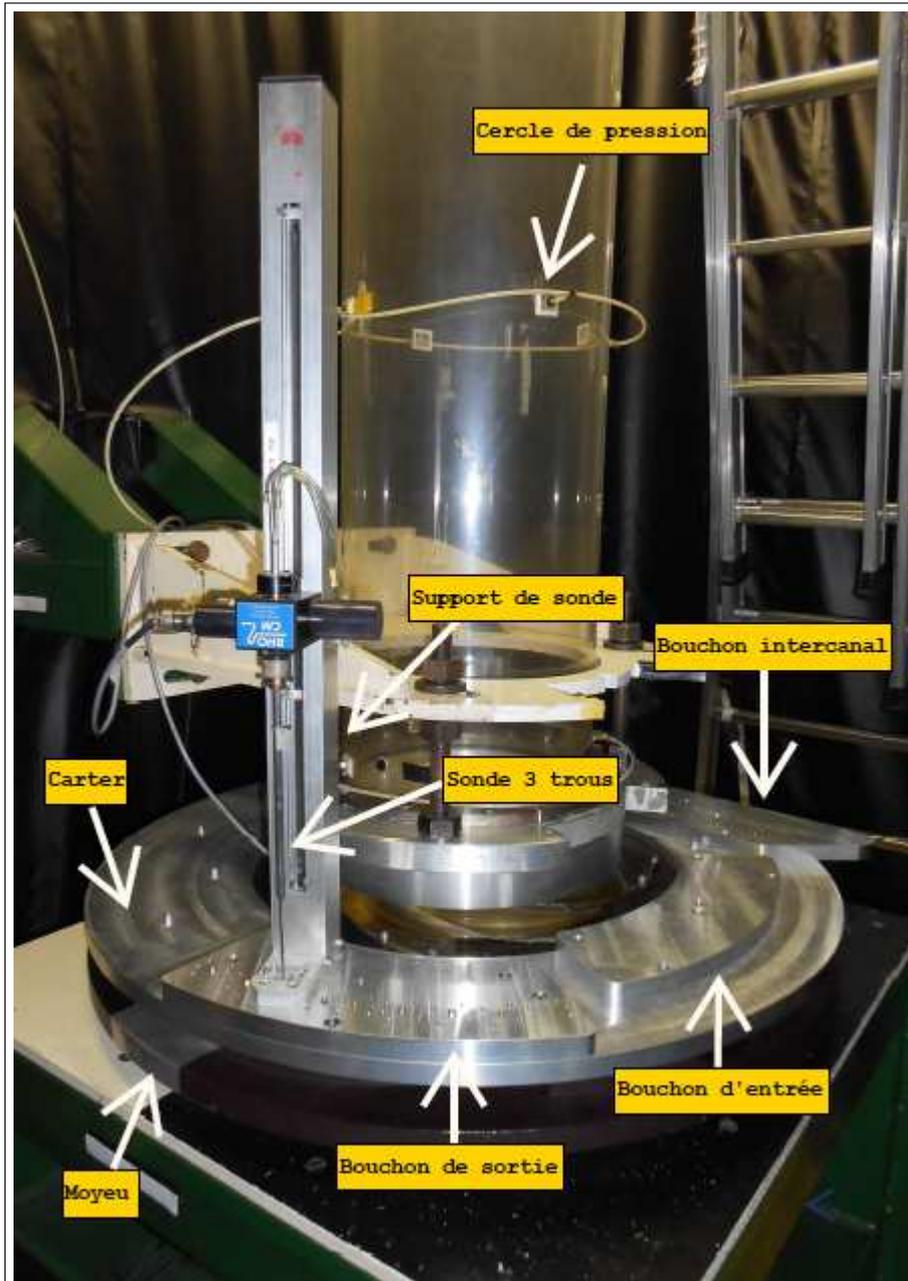


FIGURE 2.19 – Photo du banc d'essai lors de l'expérience avec la sonde 3 trous

2.3 Pressions instationnaires sur les aubes du diffuseur

Des mesures de pressions instationnaires ont été réalisées sur deux aubes d'un même canal. Ces essais permettent d'obtenir des informations sur la distribution de pressions statiques sur les aubes ainsi que leurs fluctuations. On pourra évaluer la récupération du diffuseur aubé et caractériser les décollements sur les aubes par l'étude des fluctuations.

Les mesures de pressions ont été réalisées à l'aide de capteurs de pressions Endevco 8510B-1 (figure 2.20) et (tableau A.4 en annexe A).



FIGURE 2.20 – Capteur Endevco 8510B-1

Ces mesures sont réalisées dans le diffuseur aux emplacements indiqués par la figure 2.21 et l'annexe C 3.

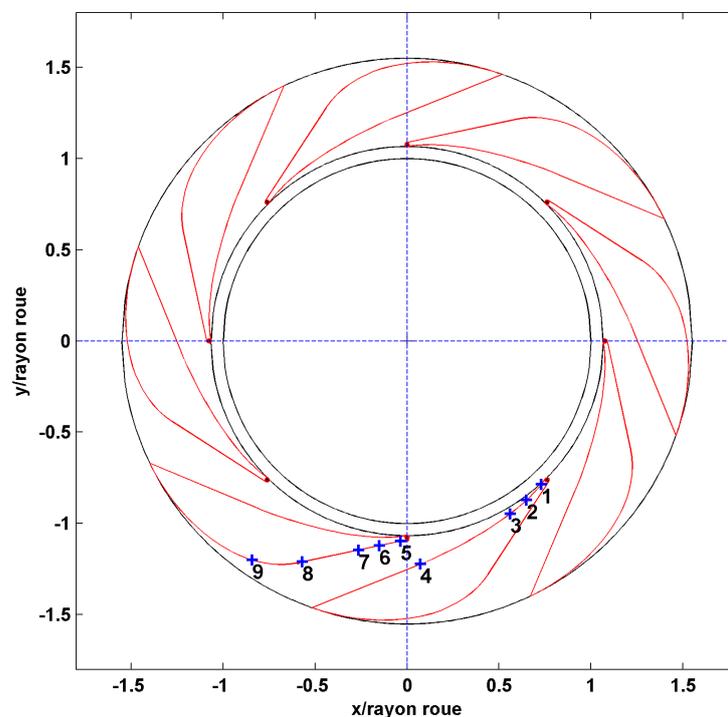


FIGURE 2.21 – Emplacements des capteurs de pressions instationnaires

Pour chaque emplacement, 3 hauteurs sont explorées dans le diffuseur ($h=10$ mm, $h=20$ mm, et $h=30$ mm). Les mêmes débits lors de l'expérience de sonde 3 trous ont été étudiés pour la campagne de pressions instationnaires comme l'indique le tableau 2.8 page 57.

2.3.1 Conception des pièces recevant les capteurs instationnaires

Une nouvelle conception du diffuseur a été réalisée en vue de mettre en place les capteurs instationnaires tout en conservant les dimensions du moyeu et du carter ainsi que la forme des aubages. Dans cette nouvelle configuration les aubages sont

amovibles. Un nouveau diffuseur, tout en aluminium, a été conçu, dessiné et fabriqué aux Arts & Métiers de Lille. Les capteurs sont montés en déportés pour des raisons d'encombrement. La cavité reliant le capteur à l'écoulement a été optimisée pour obtenir une bonne résolution spatiale et une bonne résolution temporelle (cf. § 2.3.2). Elle est identique pour chaque prise de pression. Pour mesurer à différentes profondeurs, des lamages de différentes hauteurs ont été réalisés ainsi que des inclinaisons angulaires comme le montre les figures 2.22, 2.23 et l'annexe E 2. Les figures 2.24 et 2.25 présentent le positionnement des capteurs instationnaires.

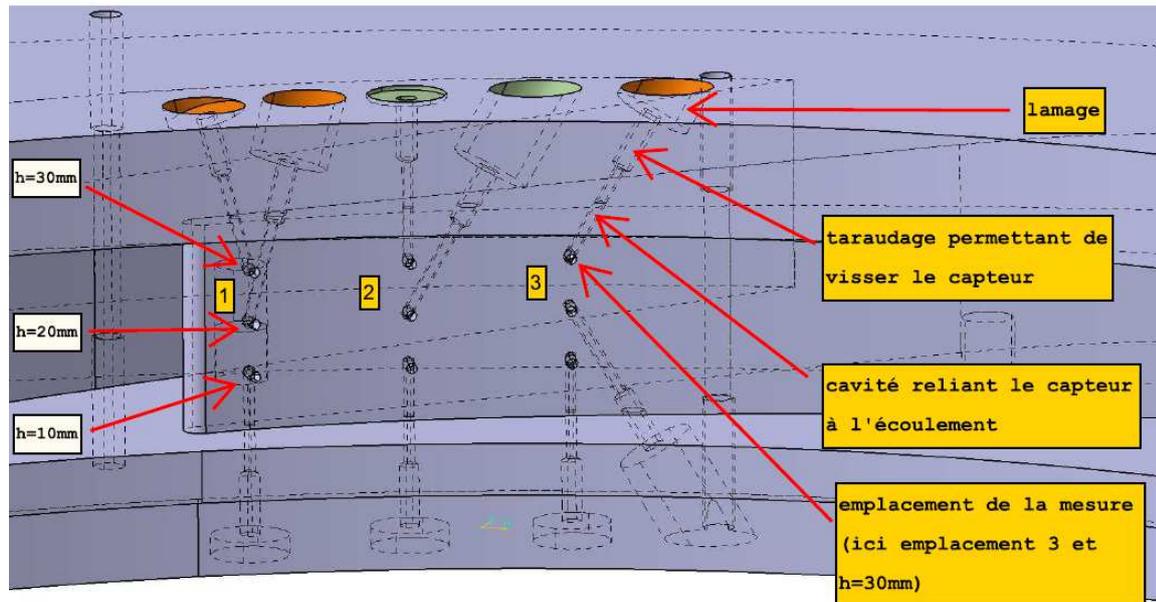


FIGURE 2.22 – Vue 3D du système cavité-capteur aux emplacements 1, 2 et 3

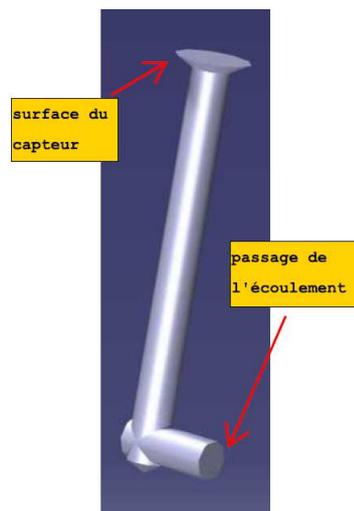


FIGURE 2.23 – Cavité liant le capteur à l'écoulement

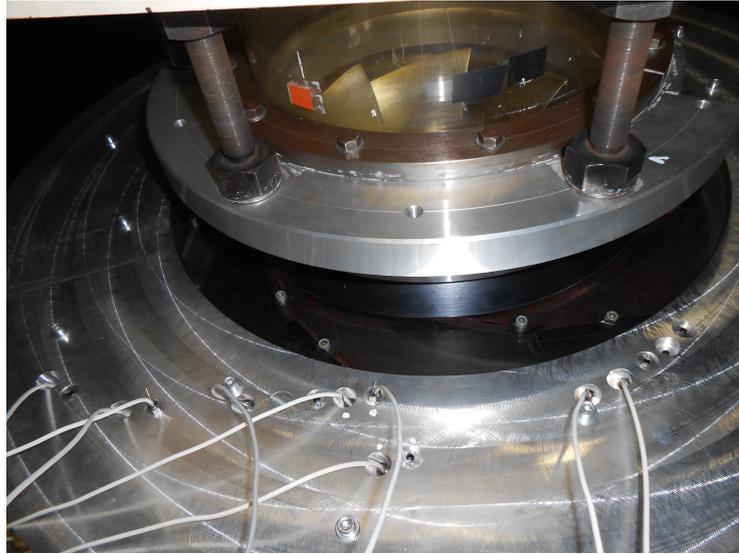


FIGURE 2.24 – Montage des capteurs instationnaires sur le carter



FIGURE 2.25 – Montage des capteurs instationnaires sur le moyeu

2.3.2 Résolution spatiale et résolution temporelle

La résolution spatiale est liée à la surface du capteur en contact avec l'écoulement (Wulff (2006)). Dans la présente configuration (figure 2.22 et figure 2.23), il s'agit du diamètre de la cavité qui est égal à 2 mm. Par conséquent, la résolution spatiale est alors $s = 2mm$.

Un capteur monté affleurant donne la meilleure réponse fréquentielle comparé à un capteur monté en cavité la réduit (Wulff (2006)). Le modèle de Helmholtz permet d'estimer cet effet. On considérera l'écoulement unidimensionnel et non visqueux.

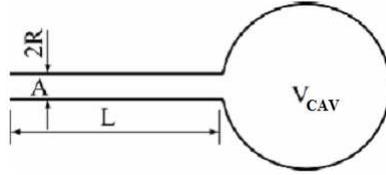


FIGURE 2.26 – Résonateur de Helmholtz, (Wulff (2006))

La fréquence de résonance d'une cavité connectée à un tube est donnée par la relation (2.17) :

$$f_0 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V_{cav} \left[L + \frac{\pi}{2} R \right]}} \quad (2.17)$$

Cette équation n'est valable que pour un volume de cavité V_{cav} très grand devant le volume du tube ($L \cdot A$). Dans le cas contraire, on utilise le modèle proposé de Bajsic *et al.* (2007) et Doblhoff-Dier *et al.* (2011) :

$$\begin{aligned} \bar{f}_0 &= \frac{1}{2\pi} a \sqrt{\frac{A}{L \cdot V_{eff}}}, \quad \text{avec } V_{eff} = V_{cav} + \frac{L \cdot A}{2} \\ f_0 &= \bar{f}_0 \sqrt{1 - \xi^2} \\ \xi &= \frac{2\mu}{\bar{f}_0 \cdot \rho \cdot A} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Dans notre cas, le volume de la cavité correspond à celui d'un cône tronqué dont la formule est la suivante :

$$V_{cav} = \frac{\pi \cdot h_{cav}}{3} \left(\left(\frac{D_{cap}}{2} \right)^2 + \frac{D_{cap}}{2} \cdot \frac{D_{cav}}{2} + \left(\frac{D_{cav}}{2} \right)^2 \right) \quad (2.19)$$

avec $h_{cav} = 0,551 \cdot 10^{-3} m$, $D_{cap} = 3,86 \cdot 10^{-3} m$, $D_{cav} = 2 \cdot 10^{-3} m$, d'où $V_{cav} = 3,84 \cdot 10^{-9} m^3$. De plus, on a : $a = 330 m/s$, $R = 1 \cdot 10^{-3} m$, $A = 3,14 \cdot 10^{-6} m^2$, $\mu = 1,8 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$, $\rho = 1,2 kg \cdot m^{-3}$, $V_{eff} = 3,997 \cdot 10^{-9} m^3$, $\xi = 3,11 \cdot 10^{-3}$.

On obtient une fréquence de résonance non amortie de $\bar{f}_0 = 3070,34 Hz$ et une fréquence de résonance amortie de $f_0 = 3070,32 Hz$.

La résolution temporelle sera de 3070 Hz.

2.3.3 Paramètres d'acquisition des mesures de pressions instationnaires

Le temps d'acquisition (t_{acq}) des mesures de pressions instationnaires est de 300 s. Ce qui correspond à 8550 tours de roue. La fréquence d'échantillonnage (F_{Ech}) est de 6000 Hz. Pour éviter le repliement de spectres, un filtre passe-bas de fréquence de coupure de 3000 Hz a été utilisé. Les spectres ont été réalisés avec des fenêtres de Hanning de 2048 points et un recouvrement de 50 %.

3 Étude détaillée de la performance du diffuseur

Au niveau de la performance de la machine étudiée, jusqu'à présent la seule information disponible était la différence de pression statique entre l'entrée et la sortie. L'objet de ce paragraphe est d'enrichir les travaux précédents en s'appuyant sur les mesures de pression statique sur les parois du diffuseur (décrites paragraphe 2.1) afin d'analyser de manière plus détaillée sa performance. On s'attachera en particulier à mettre en évidence les débits ainsi que les zones où les pertes sont importantes. Dans ce paragraphe, on se concentrera en particulier sur l'étude de 5 débits (tableau 2.10).

Q/Q_d	0.385	0.579	0.762	0.975	1.134
D [mm]	70	90	108	130	150

TABLEAU 2.10 – Débits relatifs et diamètres des diaphragmes correspondants pour l'étude de la performance

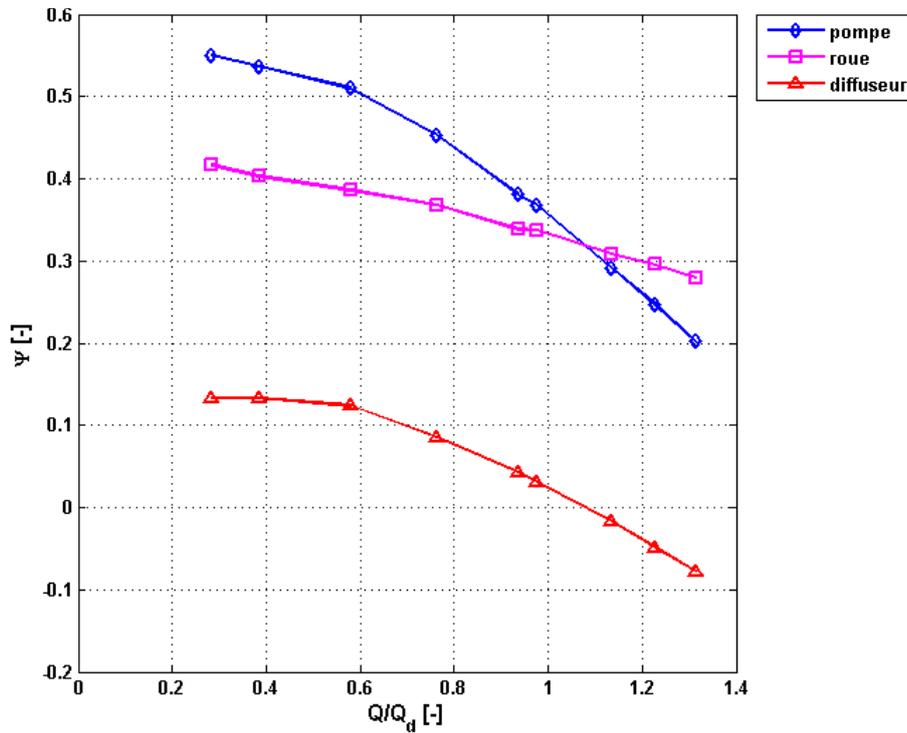


FIGURE 2.27 – Performance des différents organes de la machine, $\Psi = \frac{\Delta P}{\rho * U_2^2}$, ΔP : variation de pression statique, ρ : masse volumique de l'air et U_2 : vitesse d'entraînement en sortie de roue

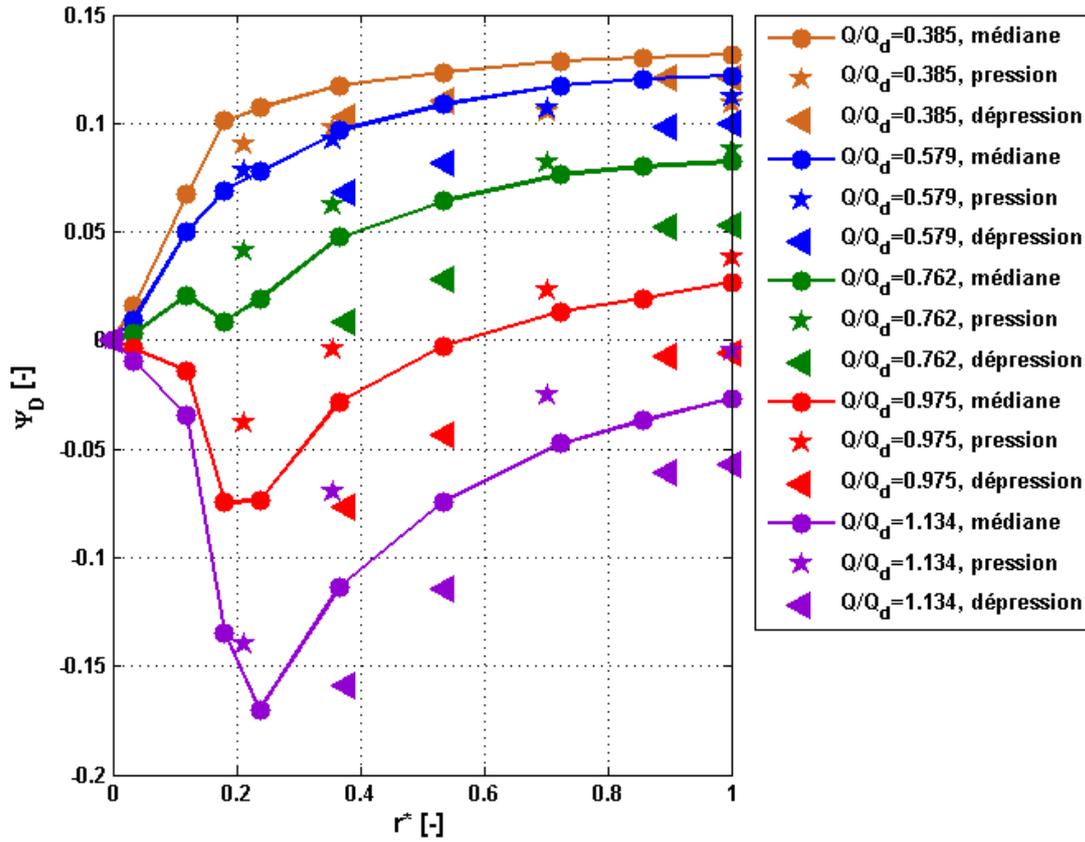


FIGURE 2.28 – Évolution de pression statique dans le diffuseur, $\Psi_D = \frac{P - P_3}{\rho * U_2^2}$, P : pression statique locale, P_3 : pression statique à l'entrée du diffuseur, ρ : masse volumique de l'air, U_2 : vitesse d'entraînement en sortie de roue et $r^* = \frac{R - R_3}{R_4 - R_3}$

La figure 2.27 présente la performance de la pompe et de ces composants. La courbe dite de performance roue est obtenue en faisant la différence entre les pressions pariétales au rayon d'entrée du diffuseur aubé et les pressions mesurées dans la conduite d'aspiration (le terme calculé ainsi inclus en fait la performance de la roue mais aussi celle de la partie de diffuseur lisse se trouvant à l'amont des aubages fixes).

On remarque sur cette figure que la performance du diffuseur est très dégradée pour les grands débits ($Q > Q_d$). On a en effet une différence de pression statique, elle est négative dans le diffuseur. Ceci témoigne d'un grand niveau de pertes à ces débits. Ces résultats avaient déjà été observés par Jaatinen *et al.* (2010). Une analyse plus détaillée de la performance du diffuseur, qui doit permettre d'identifier les zones où ces pertes sont importantes, est proposée à la figure 2.28. Celle-ci représente l'évolution de pression statique avec le rayon. L'analyse de cette figure indique clairement que le diffuseur peut être divisé en deux régions :

- Pour $r^* < 0,2$, entre l'entrée et le col du diffuseur, la pression statique augmente pour $Q/Q_d = 0,385, 0,579$ et $0,762$. Ce qui avait été observé par Arndt *et al.* (1989), Arndt *et al.* (1990), Eisele *et al.* (1997) et Shum *et al.* (2000) au débit de dessin.

Tandis que la pression statique diminue pour $Q/Q_d = 0,975$ et $1,134$, comme dans les travaux de Eisele *et al.* (1997) . Dans cette région, il est à noter que même pour $Q/Q_d = 0,762$ la récupération de pression n'est pas bonne bien que ce débit était censé être celui le plus proche du débit de dessin du diffuseur. Mais il a été montré au paragraphe 1.4.2 que, à cause du débit de fuite positif (de l'air ambiant vers la machine) dans le jeu entre la roue et le diffuseur, il s'agit en fait d'un sur-débit. Ce qui implique que l'écoulement est désadapté en entrée de diffuseur. Ceci explique la légère chute de pression associée à un petit décollement au bord d'attaque sur la face en pression qui a déjà été mis en évidence par les mesures PIV de Wuibaut (2001) et de Cavazzini (2007). Par ailleurs, pour les grands sur-débits, les mauvaises performances identifiées précédemment sont associées à des pertes importantes dans cette zone du diffuseur. Leur origine liée à des décollements sera étudiée plus en détail au chapitre suivant.

- Pour $r^* > 0,2$, en aval du col du diffuseur, les effets liés aux désadaptations s'estompent presque complètement et les pressions statiques augmentent avec le rayon quelque soit le débit.

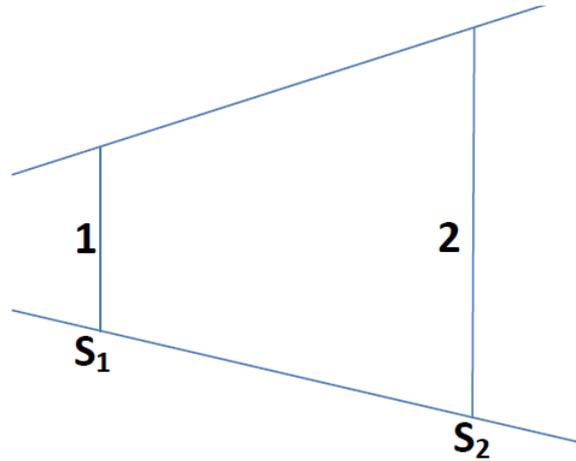


FIGURE 2.29 – Schéma simplifié du diffuseur

Afin d'être mieux à même de comparer le comportement du diffuseur aux différents débits dans cette zone, un autre adimensionnement de la pression statique est proposé. À partir du théorème de Bernoulli appliqué dans le diffuseur entre les points 1 et 2, et en négligeant les effets visqueux, on a :

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho V_1^2 - \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (2.20)$$

Et en appliquant le théorème de conservation du débit, l'équation 2.20 devient :

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho \left(\frac{Q_{diff}}{S_1} \right)^2 - \frac{1}{2}\rho \left(\frac{Q_{diff}}{S_2} \right)^2 \quad (2.21)$$

Puis en réarrangeant l'équation 2.21, on a :

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho\left(\frac{Q_{diff}}{S_1}\right)^2} = 1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (2.22)$$

L'équation 2.22 n'est valable qu'à partir du col du diffuseur, on peut définir les quantités adimensionnées suivantes :

$$\Psi'_D = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho\left(\frac{Q_{diff}}{S_1}\right)^2} \quad (2.23)$$

$$\Psi_D^{th} = 1 - \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (2.24)$$

Pour les tracés, S_1 est fixe et S_2 varie en fonction de la position à laquelle on se place dans le diffuseur et est directement liée à r^* défini précédemment.

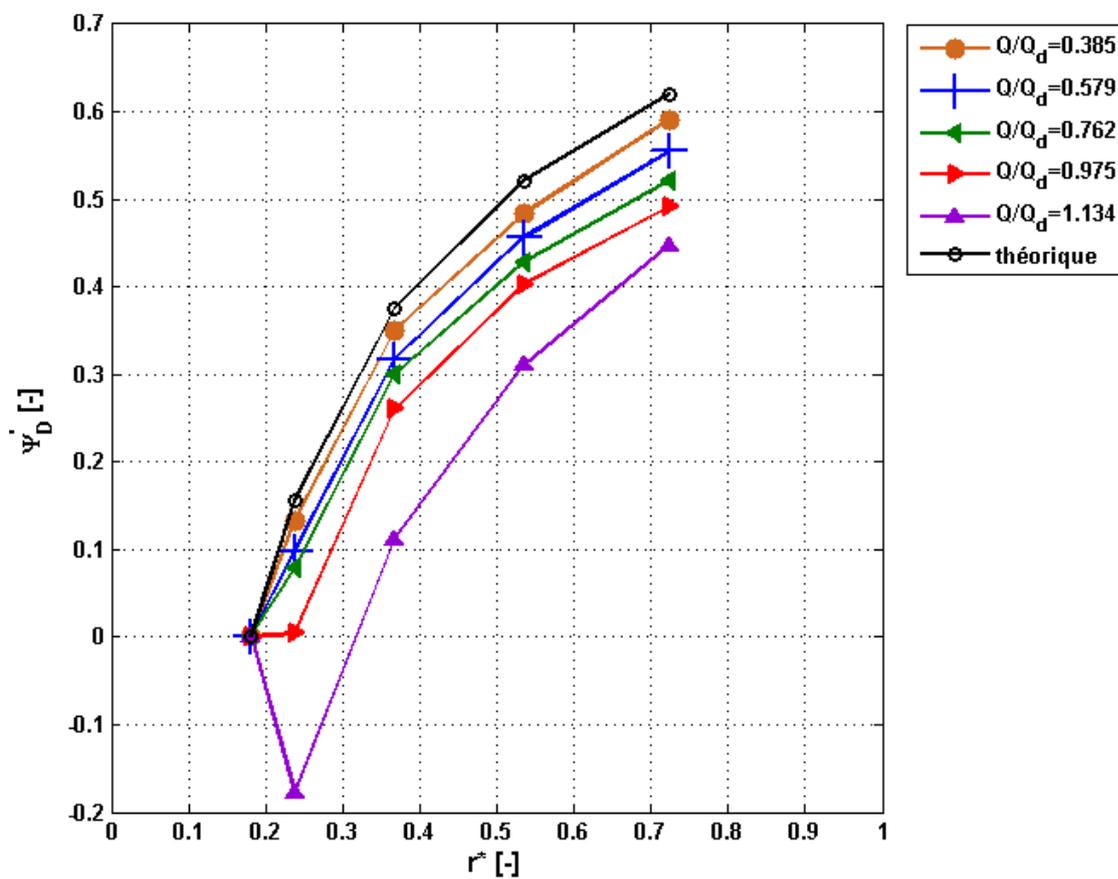


FIGURE 2.30 – Récupération de pression statique à partir du col du diffuseur au niveau de la ligne médiane

Globalement on observe que l'allure des courbes expérimentales est assez proche de la courbe théorique sans pertes. On note toutefois qu'au plus fort débit la récupération de pression est affectée négativement, probablement à cause d'un décollement

qui s'étend jusqu'en aval du col du diffuseur. On remarque également que les courbes sont toutes sous la courbe théorique, ce qui s'explique aisément par les pertes. Toutefois cet écart augmente avec le débit. Ceci peut être attribué :

- à une mauvaise évaluation du débit dans le diffuseur. Rappelons que ce débit n'est pas mesuré mais obtenu par une correction du débit dans la conduite par des modèles de fuite en entrée de roue et de diffuseur.
- à des effets 3D qui augmenteraient avec le débit et qui ne sont pas pris en compte dans l'adimensionnement simplifié proposé ici.

Les figures F.8, en annexe F, montrent que les répartitions de pression statique, issues de sondages dans le canal du diffuseur, en aval du col, ne dépend que très peu de la position axiale dans le diffuseur. Ainsi, les analyses précédentes menées à partir de mesures réalisées uniquement en paroi, côté carter, peuvent être étendues à l'ensemble de la hauteur du diffuseur.

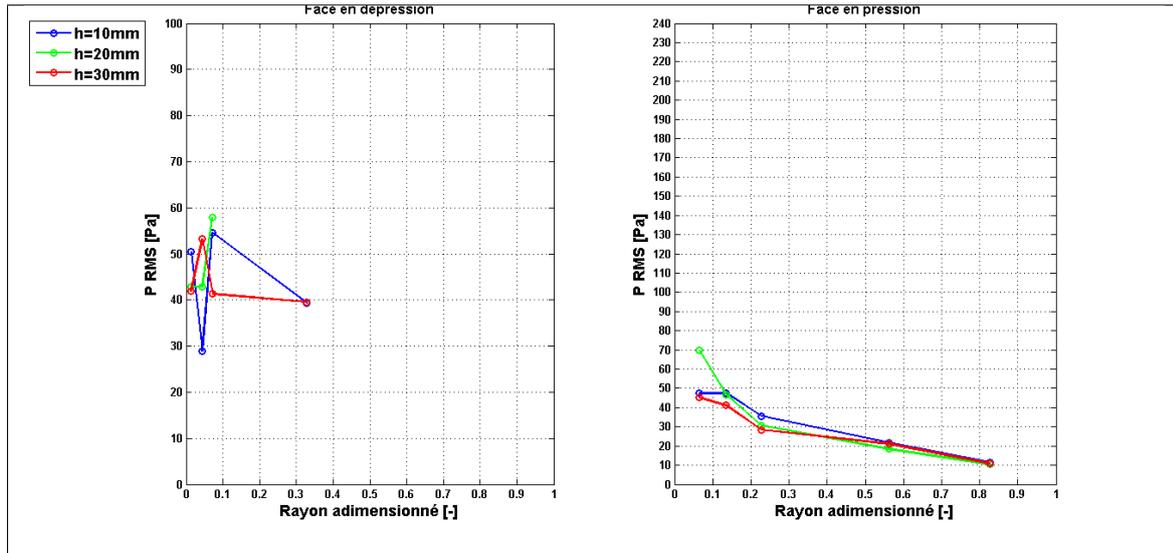
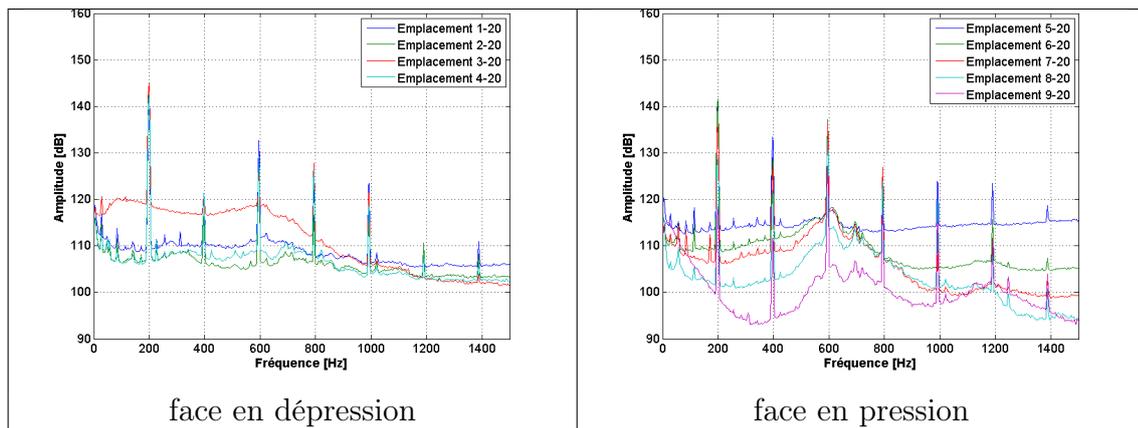
Chapitre 3

Écoulement dans le diffuseur

Dans ce chapitre, l'analyse de l'écoulement dans le diffuseur et tout particulièrement des décollements sera réalisée à travers les mesures des pressions pariétales sur les aubes et les sondages « sonde 3 trous » en sortie de roue. L'étude débutera par l'analyse du débit le plus proche du débit de dessin du diffuseur qui servira de référence pour la comparaison avec le plus faible sous-débit et le plus fort sur-débit. On tâchera en particulier de relier la physique de l'écoulement à la performance du diffuseur, détaillée dans le chapitre précédent, en particulier pour les cas à grands débits.

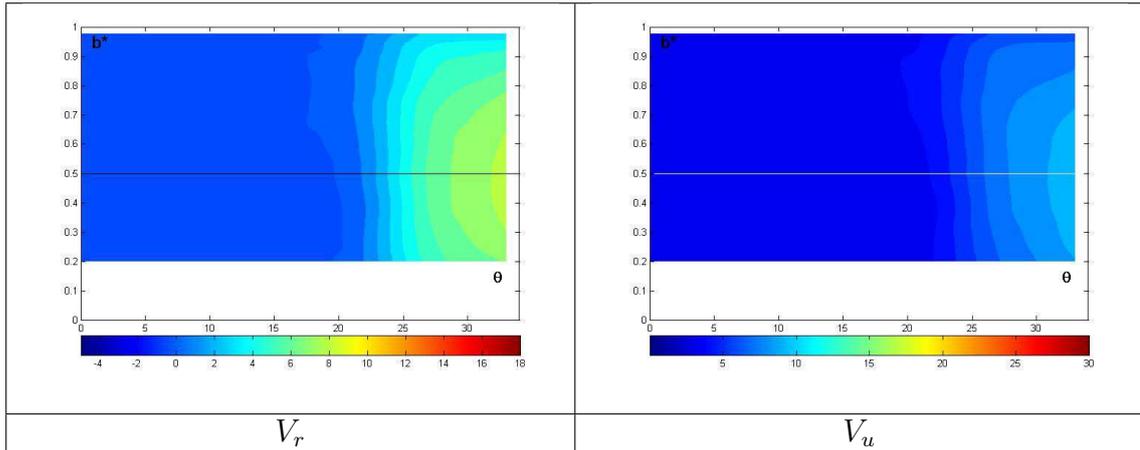
1 Étude de l'écoulement au débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$)

La figure 3.1 présente la répartition des fluctuations de pression statique face en dépression et face en pression pour le débit $Q/Q_d = 0,59$. Dans le cas face en pression, P_{stat}^{RMS} est globalement identique quelque soit la hauteur. P_{stat}^{RMS} est plus importante en entrée qu'en sortie de diffuseur (de 70 Pa à 10 Pa). Arndt *et al.* (1989), Arndt *et al.* (1990), Furukawa *et al.* (2003), Feng *et al.* (2007) et Zhou *et al.* (2012) ont remarqué cette même tendance. Ces fluctuations sont liées à l'interaction due au passage des aubes de la roue avec celle du diffuseur. Il est clair que les effets de cette interaction décroissent avec la distance à la roue. Face en dépression, P_{stat}^{RMS} est du même ordre de grandeur (de 50 Pa à 30 Pa) que vers l'entrée du diffuseur face en pression.


 FIGURE 3.1 – Répartition de pression statique RMS à $Q/Q_d = 0,59$

 FIGURE 3.2 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,59$, $h = 20$ mm

La figure 3.2 représente les Auto Spectres en Puissance pour le débit $Q/Q_d = 0,59$ à mi-hauteur du diffuseur. Si l'on se trouve face en pression ou en dépression, le niveau des spectres correspond au niveau des fluctuations de pression observé au paragraphe précédent. Cela confirme que l'effet dominant est bien lié au passage des aubages et qu'il décroît avec le rayon. Pour les autres hauteurs étudiées, les spectres sont très similaires et ne sont pas présentés ici (voir annexe fig. F.2). Les pics en fréquence correspondent à la fréquence de passage des aubages de roue dans le diffuseur (199,5 Hz) et de ses harmoniques. Ce résultat avait été déjà trouvé par Arndt *et al.* (1989), Arndt *et al.* (1990), Shi et Tsukamoto (2001) et Zhou *et al.* (2012). Les niveaux de bruit des spectres sont de l'ordre de 110 dB et le pic du premier harmonique est de 140 dB.

La figure 3.3 présente les cartes de vitesses radiales et tangentielles en sortie de diffuseur pour le débit $Q/Q_d = 0,59$.


 FIGURE 3.3 – Vitesse tangentielle et radiale en sortie de diffuseur, $Q/Q_d = 0,59$

L'ensemble de l'écoulement est quasi bidimensionnel. Les composantes de la vitesse V_r et V_u sont plus importantes côté dépression. Elles diminuent fortement pour $\theta \leq 20^\circ$, positions angulaires pour lesquels V_r s'annule puis devient négative. Cela s'explique par le fait de la géométrie très courbée de l'aubage en sortie de diffuseur, ce qui génère un écoulement de jet pour $\theta \geq 20^\circ$ et un décollement pour $\theta \leq 20^\circ$.

2 Comparaison entre le débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$) et le sous-débit $Q/Q_d = 0,38$ ($Q/Q_{diff} = 0,66$)

La figure 3.4 présente les fluctuations de pressions statiques pour les débits $Q/Q_d = 0,38$ et $Q/Q_d = 0,59$.

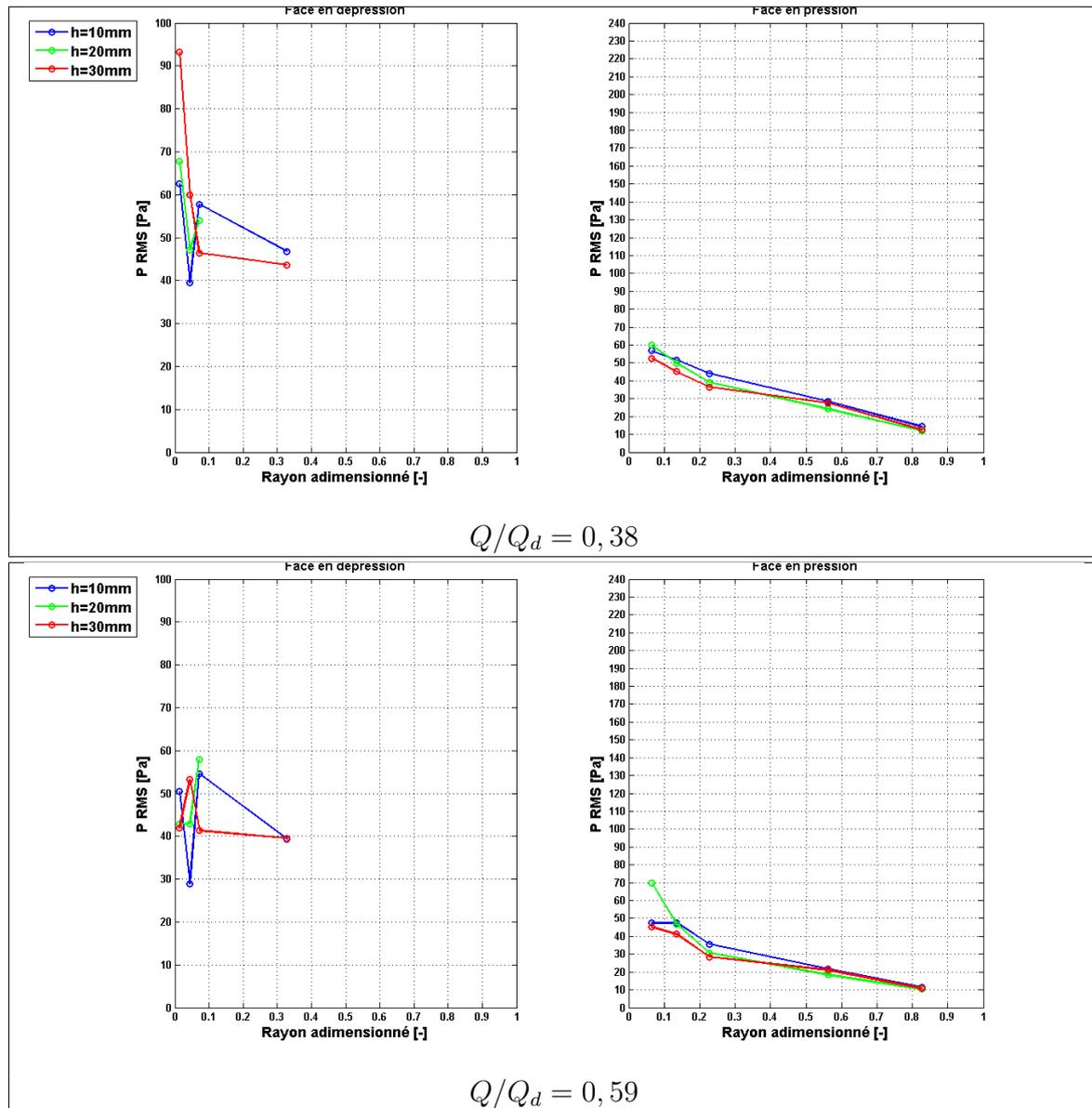


FIGURE 3.4 – Répartition de pression statique RMS.

La figure 3.4 montre que, sur la face en pression, les tendances des évolutions de P_{stat}^{RMS} sont les mêmes pour $Q/Q_d = 0,38$ et pour $Q/Q_d = 0,59$. Par conséquent, les spectres sont similaires (cf. annexe F fig. F.1 et annexe F fig. F.2). Par contre, sur la face en dépression, P_{stat}^{RMS} est significativement plus importante pour $Q/Q_d = 0,38$, près du bord d'attaque. Par exemple, pour $h=30$ mm, P_{stat}^{RMS} passe de 41 Pa (pour $Q/Q_d = 0,59$) à 92 Pa (pour $Q/Q_d = 0,38$). Des augmentations similaires sont

observées aussi pour les autres hauteurs. L'accroissement P_{stat}^{RMS} s'explique par des fluctuations associées à la présence d'un décollement face en dépression pour $Q/Q_d = 0,38$, alors qu'il n'est pas présent pour $Q/Q_d = 0,59$. Cependant, dès $r^* = 0,1$, les différences avec le débit de référence sont très faibles, ce qui signifie que l'extension de la zone décollée est limitée à la région la plus proche du bord d'attaque. Ceci explique que cette zone de décollement influe peu sur la performance du diffuseur à ce débit.

Ce phénomène se retrouve sur la figure 3.5 qui présente les Auto Spectres en Puissance pour les débits $Q/Q_d = 0,38$ et $Q/Q_d = 0,59$.

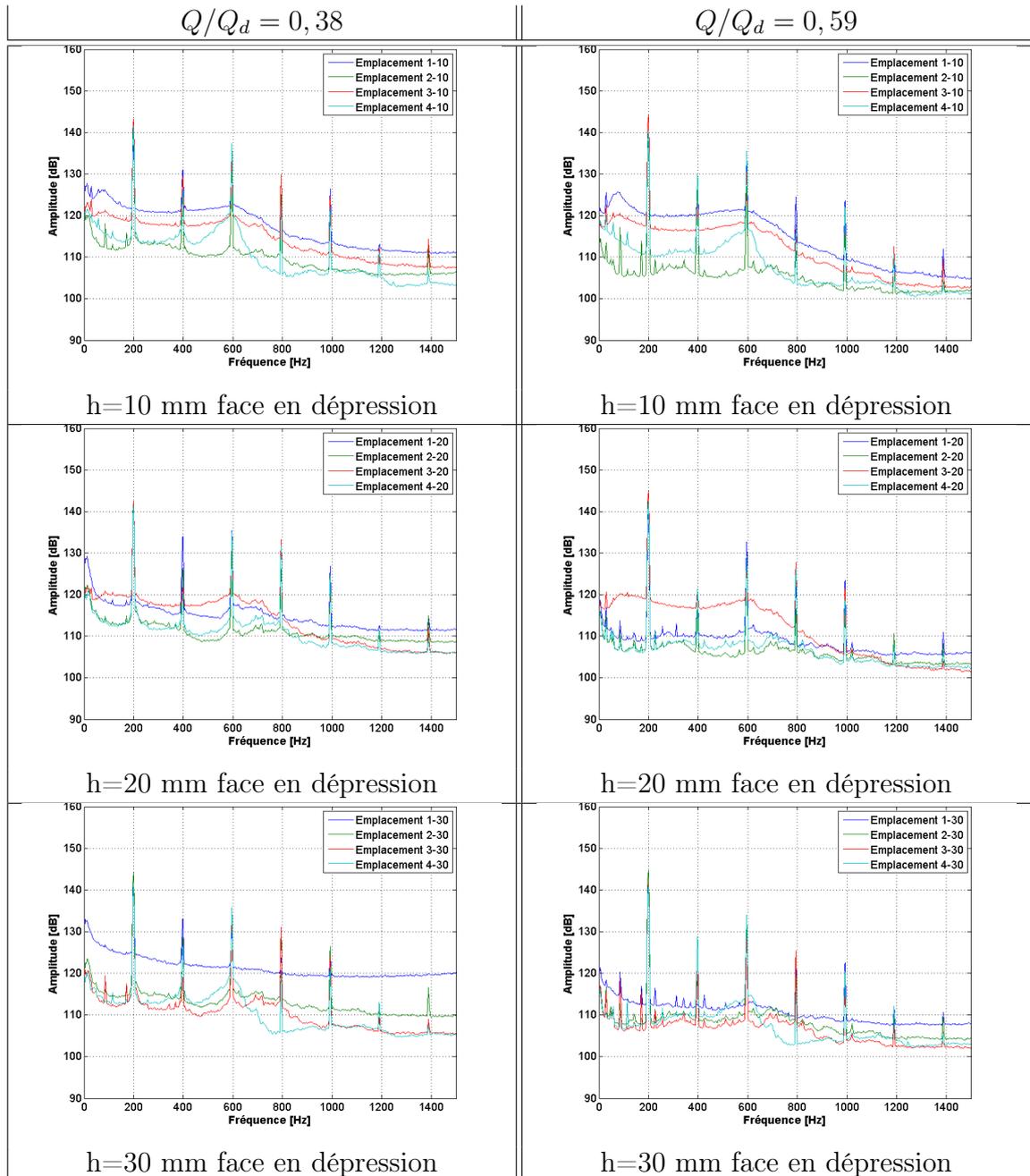


FIGURE 3.5 – Auto spectre face en pression

Pour le débit $Q/Q_d = 0,38$, le niveau des spectres (fig. 3.5) est supérieur d'une dizaine de dB pour le débit $Q/Q_d = 0,38$ par rapport au débit $Q/Q_d = 0,59$ pour les capteurs aux emplacements 1, c'est-à-dire ceux les plus proches du bord d'attaque. Cela confirme la présence du décollement face en dépression pour $Q/Q_d = 0,38$. Ceci n'est pas le cas pour $Q/Q_d = 0,59$.

Pour ce qui concerne la sortie du diffuseur, la figure 3.6 présente les cartes de vitesses radiales et tangentielles pour les débits $Q/Q_d = 0,38$ et $Q/Q_d = 0,59$.

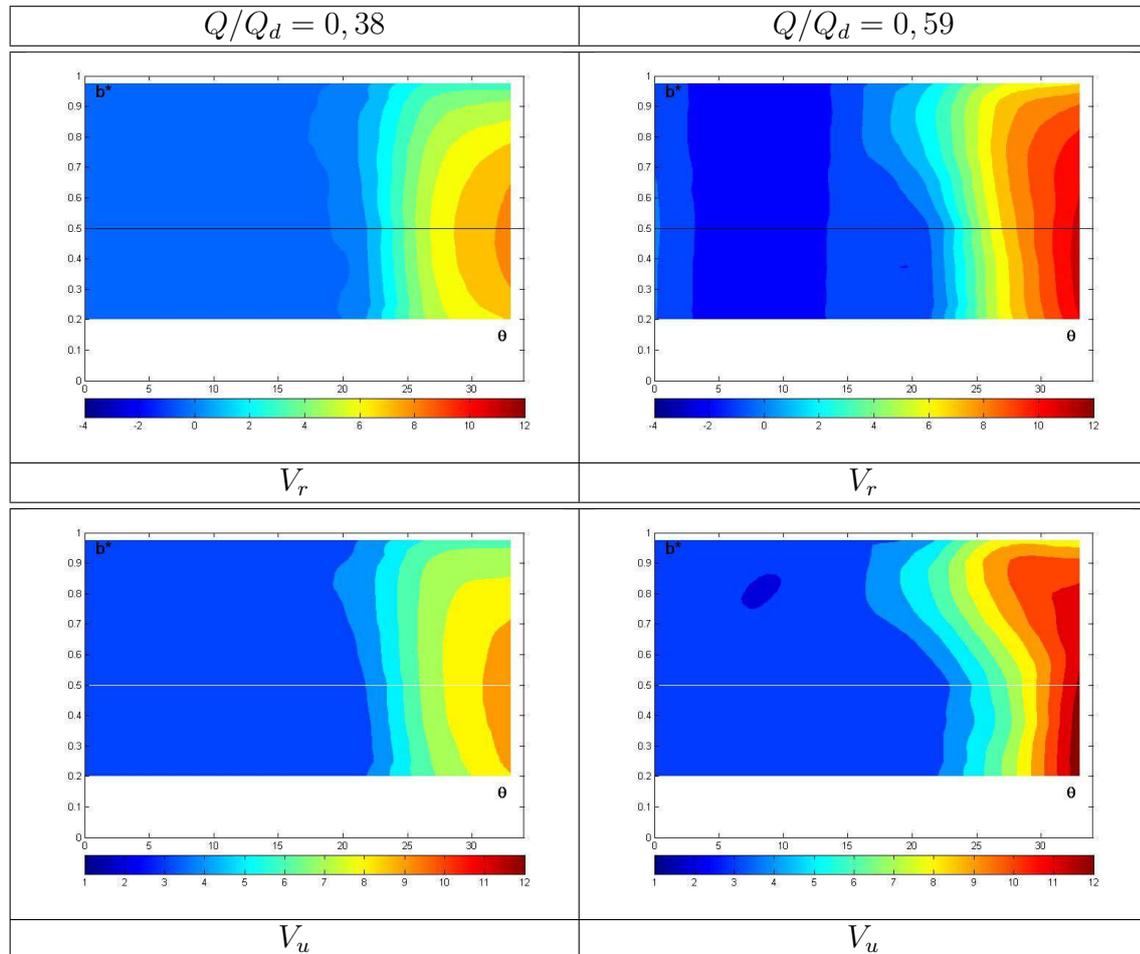


FIGURE 3.6 – Comparaison des vitesses tangentielles et radiales en sortie de diffuseur, pour les débits $Q/Q_d = 0,38$ et $Q/Q_d = 0,59$

On retrouve pour $Q/Q_d = 0,38$ une structure d'écoulement très similaire à celle observée à $Q/Q_d = 0,59$ avec une large zone décollée pour $\theta \geq 20^\circ$. Les seules différences concernent les niveaux qui sont plus faibles à $Q/Q_d = 0,38$, ce qui s'explique aisément par les différences de débit.

3 Comparaison entre le débit $Q/Q_d = 0,59$ ($Q/Q_{diff} = 0,90$) et le sur-débit $Q/Q_d = 1,13$ ($Q/Q_{diff} = 1,36$)

On s'intéressera ici aux phénomènes apparaissant au plus grand débit étudié et pour lequel des grands niveaux de pertes ont été mis en évidence en entrée de diffuseur.

La figure 3.7 présente les fluctuations de pressions statiques pour les débits $Q/Q_d = 0,59$ et $Q/Q_d = 1,13$.

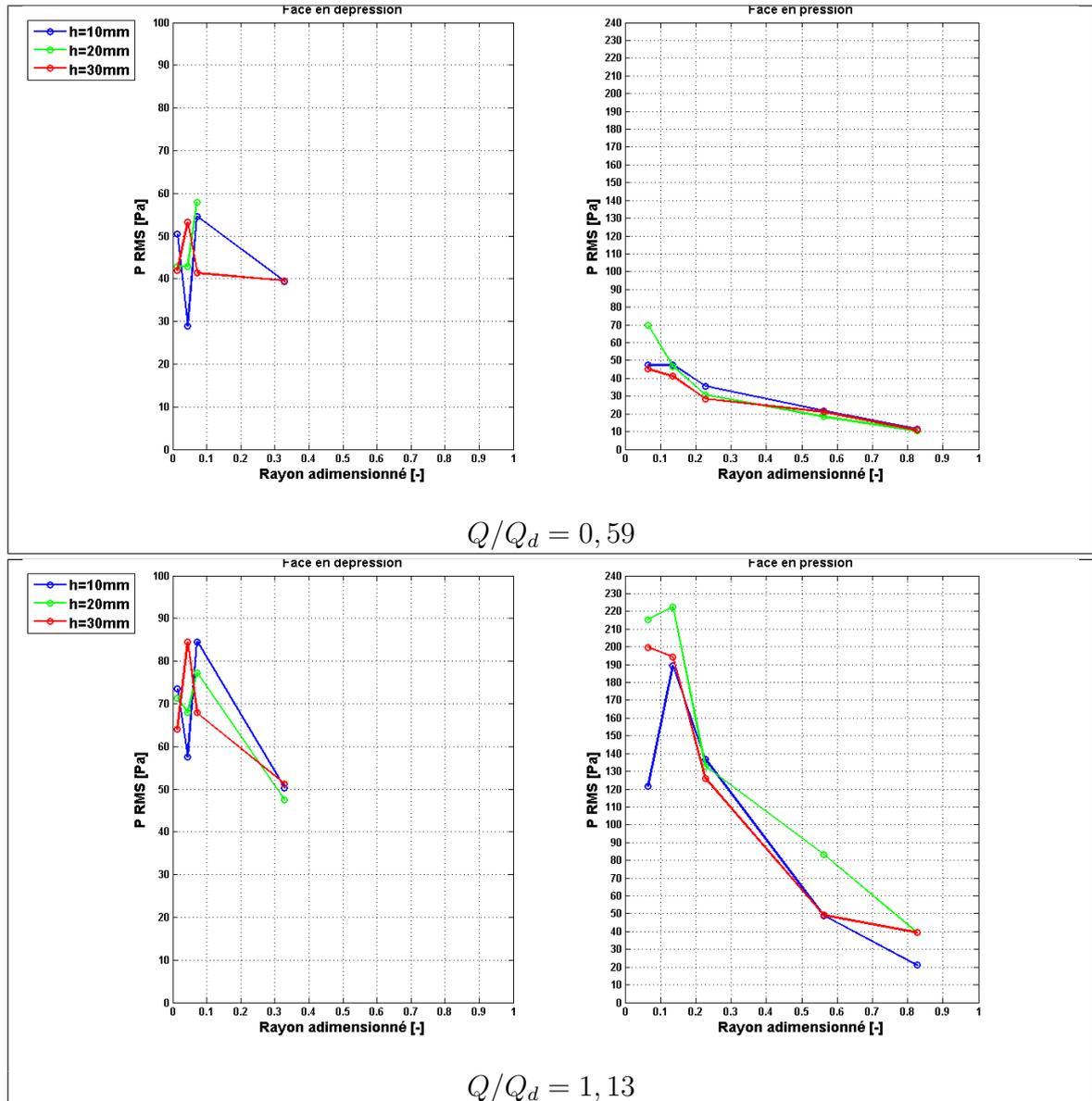


FIGURE 3.7 – Répartition de pression statique RMS.

Au plus grand sur-débit, on trouve des niveaux de fluctuations (figure 3.7), sur la face en pression, qui sont nettement plus élevées qu'au débit le plus proche du débit de dessin du diffuseur. Arndt *et al.* (1989) et Arndt *et al.* (1990) avaient mis

en évidence l'augmentation des fluctuations de pressions hors débit de dessin. Ces fluctuations apparaissent dès le bord d'attaque du diffuseur et restent plus élevées qu'à $Q/Q_d = 0,59$ dans une grande partie du diffuseur (à $r^* = 0,8$, le niveau est encore 2 à 4 fois plus élevé). On peut noter également que les effets du décollement sont plus importants à mi-hauteur. Ces fluctuations peuvent être associées à une large zone de décollement déjà mise en évidence par des mesures PIV (Wuibaut (2001)) présentées figure 3.8.

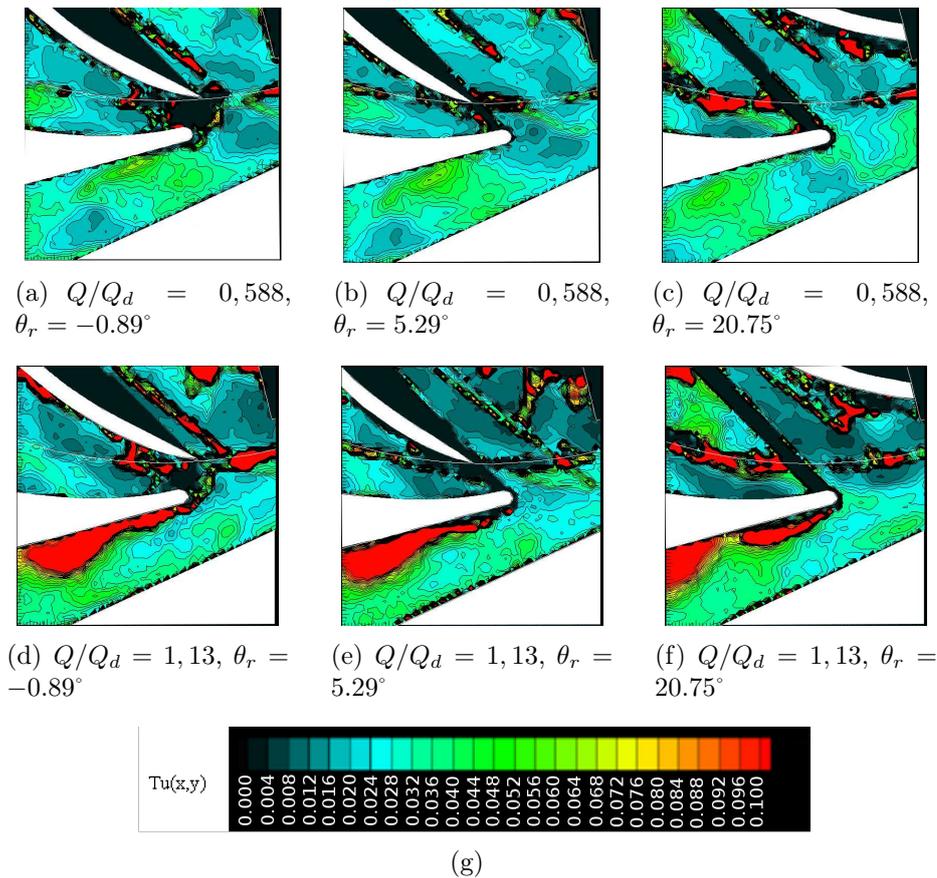


FIGURE 3.8 – Cartes de taux de turbulence (Wuibaut (2001)), θ_r : position angulaire relative entre les aubes de la roue et les aubes du diffuseur

Sur cette figure, les zones en rouges représentent des zones de fort taux de turbulence ($> 10\%$). Il est à noter que ces zones dans la roue ne doivent pas être considérées pour l'analyse des résultats car elles représentent des mesures aberrantes (Wuibaut (2001)), ce qui n'est pas le cas dans le diffuseur. Pour le plus faible débit ($Q/Q_d = 0,59$), le taux de turbulence est modéré ($< 5\%$) dans tout le domaine. Par contre, une zone de fort taux de turbulence est présente pour le plus grand débit, c'est la preuve d'un décollement de la couche limite. De plus, la taille de cette zone fluctue avec la position de la roue : elle est plus grande quand la roue fait face au bord d'attaque de l'aube du diffuseur.

La figure 3.9 présente les Auto Spectres en Puissance pour les débits $Q/Q_d = 0,59$ et $Q/Q_d = 1,13$.

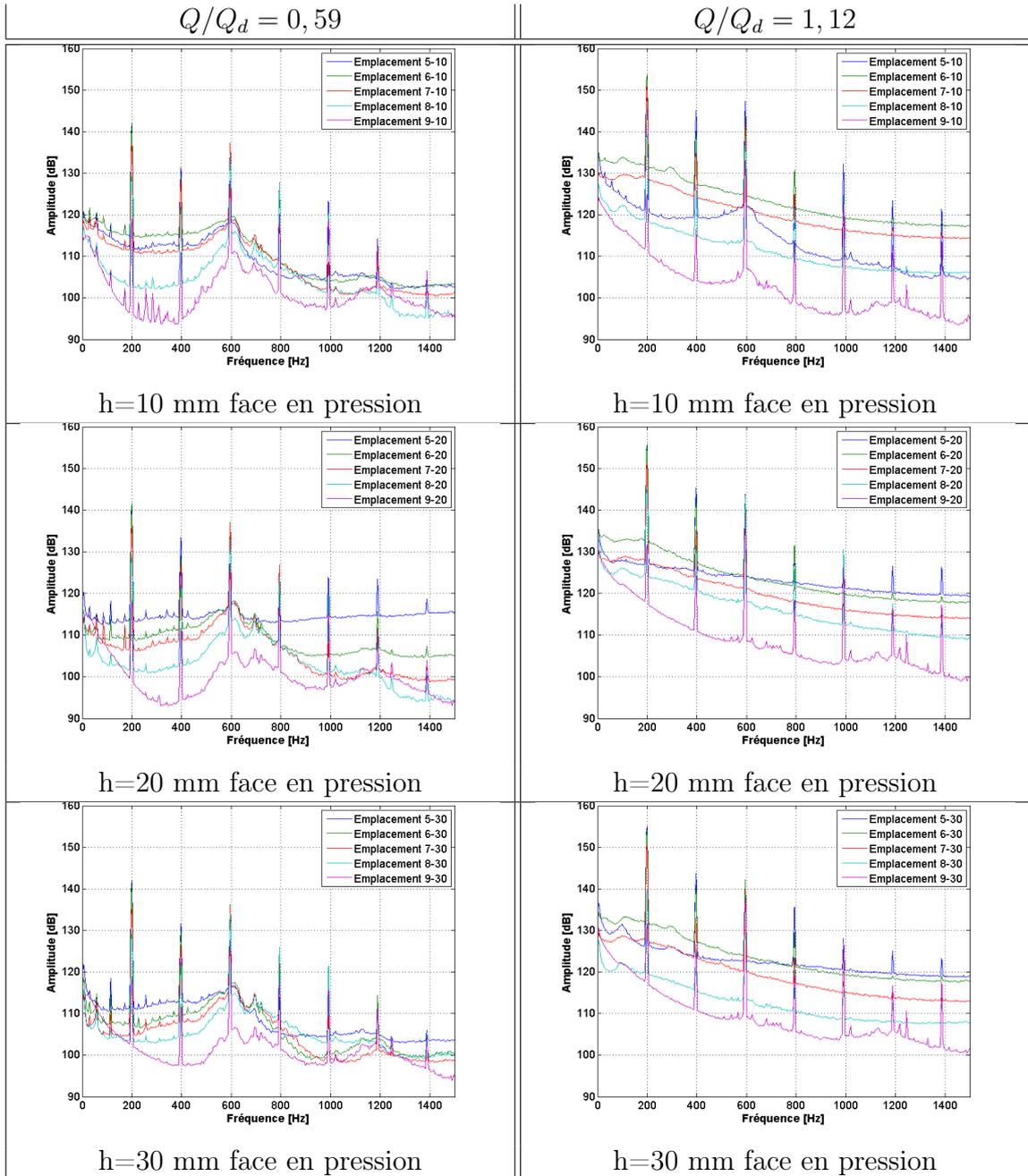


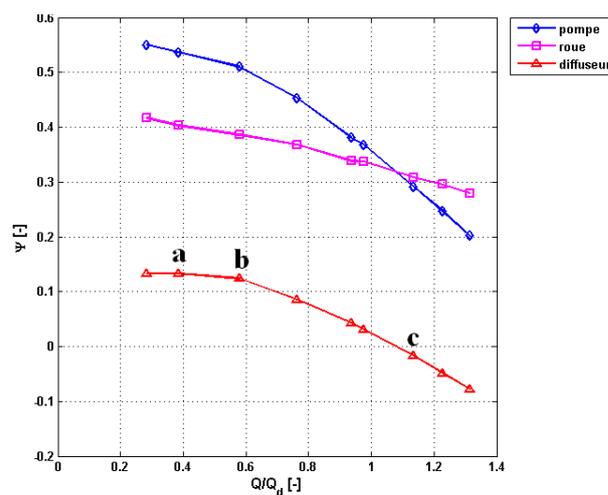
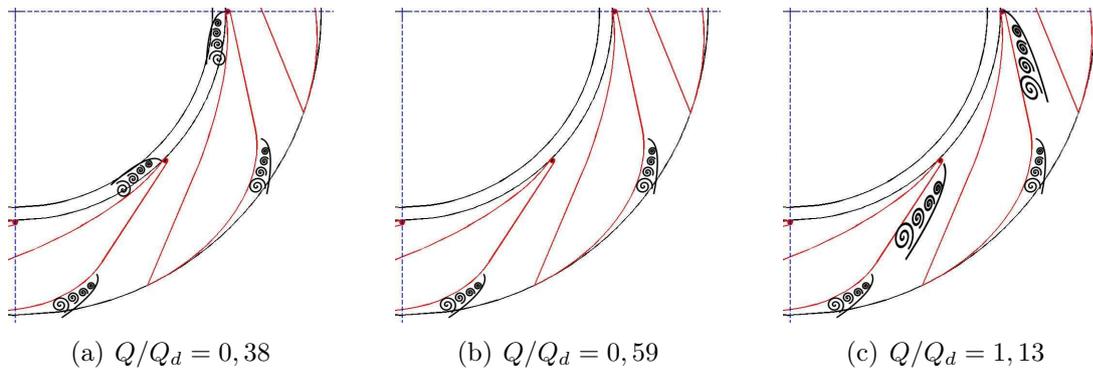
FIGURE 3.9 – Comparaison des Auto spectre face en pression

Ces effets se retrouvent sur les spectres de la figure 3.9 qui montre que sur l'ensemble des hauteurs et des emplacements, le niveau des spectres est supérieur au débit $Q/Q_d = 1,13$ qu'au débit $Q/Q_d = 0,59$: il augmente de 10 dB environ. Cette augmentation globale de l'amplitude peut être associée à l'augmentation du taux de turbulence. De plus, les pics en fréquence augmentent aussi. Par exemple, pour le premier harmonique, il est de 155 dB pour $Q/Q_d = 1,13$, alors qu'il est de 142 dB pour $Q/Q_d = 0,59$. Cette augmentation du pic associé à la fréquence de passage des aubes de la roue et de ses harmoniques peut être associée aux pulsations de la zone décollée mise en évidence par les cartes de turbulence (cf. fig. 3.8). On peut noter

également que les effets du décollement sont plus importants à mi-hauteur. Enfin, on peut noter, que ce soit dans l'analyse des cartes de PIV ou des fluctuations de pressions, que la zone décollée correspond à la région où des pertes importantes ont été identifiées dans les courbes de récupérations de pression. On peut donc lier directement ces décollements aux forts niveaux de pertes identifiés au chapitre précédent, en entrée de diffuseur et aux plus grands débits.

En sortie de diffuseur (voir annexe F figure F.7) on retrouve une structure d'écoulement similaire (zone de jet pour $\theta < 20^\circ$ et décollement pour $\theta > 20^\circ$) à celle observée aux autres débits.

4 Synthèse de l'étude de l'écoulement dans le diffuseur



(d) lien entre performance et décollements

FIGURE 3.10 – Synthèse $Q/Q_d = 0,38$, $Q/Q_d = 0,59$ et $Q/Q_d = 1,13$

L'analyse des pressions statiques sur les aubes, de leurs spectres associés et des sondages en sortie de diffuseur ont permis de déterminer l'emplacement des décollements en fonction des débits, ce qui est résumé dans la figure 3.10. Pour le débit $Q/Q_d = 0,59$ soit $Q/Q_{diff} = 0,90$ (cf. fig. 3.10 (b)), les décollements sont uniquement localisés face en pression vers la sortie du diffuseur. Ces décollements sont dus à la géométrie très courbée en sortie de diffuseur et sont présents quel que soit le débit. Pour le sous-débit $Q/Q_d = 0,38$ soit $Q/Q_{diff} = 0,66$ (figure 3.10 (a)), en plus des décollements en sortie de diffuseur, des décollements au bord d'attaque face en dépression apparaissent. Cependant, l'extension des zones décollées est petite et, celles-ci n'affectent pas la performance du diffuseur (figure 3.10 (d)). Pour le sur-débit $Q/Q_d = 1,13$ soit $Q/Q_{diff} = 1,36$ (figure 3.10 (c)), en plus des décollements en sortie de diffuseur, des décollements importants qui fluctuent avec la position de la roue apparaissent face en pression au bord d'attaque de l'aube. Ces décollements, et les pertes qu'ils engendrent, affectent grandement la performance du diffuseur ((figure 3.10 (d)). L'objectif du chapitre suivant est de concevoir des dispositifs de contrôle passif afin d'agir sur les décollements apparaissant au sur-débit et ainsi d'améliorer la performance du diffuseur.

Chapitre 4

Contrôle du décollement dans le diffuseur

1 Description du dispositif expérimental

Afin d'améliorer les performances du diffuseur aubé, des essais de contrôle du décollement de la couche limite ont été réalisés sur la face en pression de l'aube du diffuseur pour le sur-débit $Q/Q_d = 1,13$. Pour ce débit, un fort décollement sur la face en pression altère les performances de la machine. Ce contrôle a été réalisé à l'aide de générateurs de vortex passifs en forme d'aile delta (Godard et Stanislas (2006a), cf. figure 4.1). Ces dispositifs ont été placés sur l'ensemble des canaux du diffuseur pour ne pas entraîner une dissymétrie de l'écoulement.

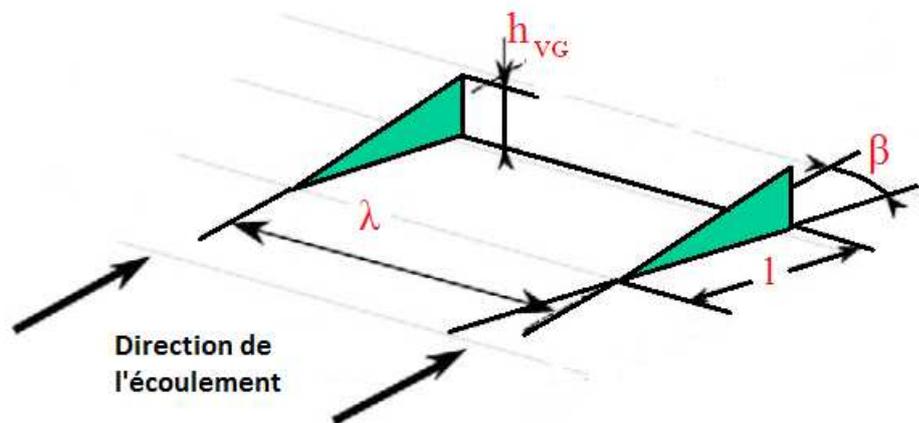


FIGURE 4.1 – Schéma des générateurs de vortex passifs, (Godard et Stanislas (2006a))

D'autres types d'actionneurs auraient pu être utilisés, notamment, des générateurs de vortex contra-rotatifs qui ont montré une bonne efficacité sur le contrôle de séparation de couche limite dans d'autres configurations. Cependant, ces types d'actionneurs pourraient générer des pertes élevées, de part leur géométrie. Dans la littérature sur le contrôle de décollement, les actionneurs sont placés en amont de la séparation (Lin (1999, 2002)) et la taille de ces derniers est choisie en fonction

de l'épaisseur de couche limite. Or, dans le cas présent, la couche limite est déjà décollée. La hauteur des VG (h_{VG}) a été choisie en fonction de l'épaisseur de la zone décollée, estimée à partir de mesures PIV réalisées par Cavazzini (2007). Celle-ci varie en fonction de la position relative des aubages et de la position radiale et est de l'ordre de quelques millimètres (cf. figure 4.2). Les VG ont été conçus pour être en mesure d'agir en dehors de la zone décollée.

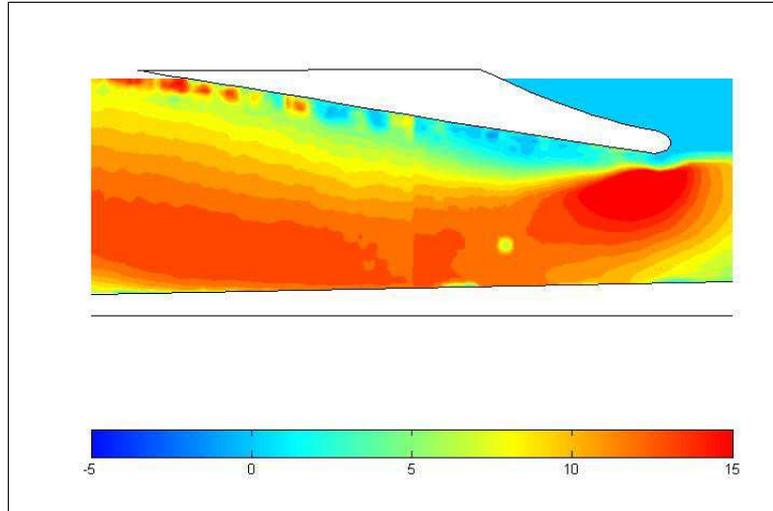


FIGURE 4.2 – Carte de PIV, V_r , $Q/Q_d = 1,13$, $h = 20\text{mm}$, d'après Cavazzini (2007)

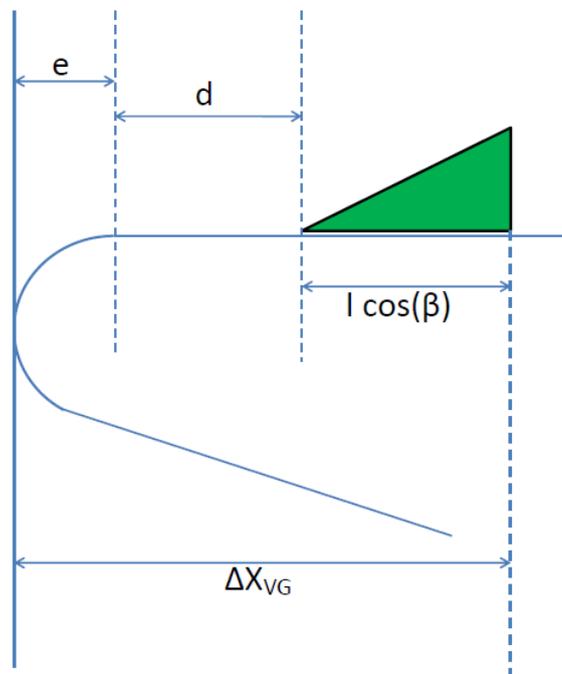


FIGURE 4.3 – Vue en coupe d'un générateur de vortex passif sur une aube du diffuseur

Deux tailles de générateurs de vortex ont donc été utilisées (en utilisant les

notations de la figure 4.1) :

- grand : $h_{VG} = 5mm$; $l/h_{VG} = 2$; $\lambda/h_{VG} = 3$; $\beta = 18^\circ$
- petit : $h_{VG} = 2,5mm$; $l/h_{VG} = 2$; $\lambda/h_{VG} = 4$; $\beta = 18^\circ$
- où l est la longueur du VG, λ est la distance entre les actionneurs et β est l'angle du VG par rapport à la direction de l'écoulement.

Sur la figure 4.3, e est une donnée géométrique de l'aube et vaut toujours 3 mm. La valeur $l \cdot \cos(\beta)$ est aussi un paramètre géométrique et varie en fonction de la taille des générateurs de vortex utilisés. d est la distance à laquelle les générateurs de vortex sont placés sur l'aubage. Un autre paramètre est aussi défini (cf. équation 4.1) qui correspond à la distance du bord d'attaque de l'aube au bord de fuite de l'actionneur :

$$\Delta X_{VG} = e + d + l \cdot \cos(\beta) \quad (4.1)$$

configuration	h_{VG} [mm]	l/h_{VG} [-]	λ/h_{VG} [-]	β [°]	d [mm]	ΔX_{VG} [mm]	nombre de générateur
1	5	2	3	18	0	12,5	2
2	2,5	2	4	18	0	7,76	2
3	5	2	3	18	25	37,5	2
4	2,5	2	4	18	25	32,76	2
5	5	2	non défini	18	25	37,5	1
6	5	2	3	18	50	62,5	2

TABLEAU 4.1 – Caractéristiques des différentes configurations de contrôle

6 configurations ont été choisies (cf. tableau 4.1 et figure 4.4). 5 configurations (1 à 4 et 6) sont composées de 2 actionneurs qui sont placés à différentes distances de l'arrête du bord d'attaque ($d = 0mm$, $d = 25mm$, $d = 50mm$) et qui ont différentes hauteurs ($h_{VG} = 2,5mm$, $h_{VG} = 5mm$). La configuration 5 comporte un seul actionneur ($d = 25mm$ et $h_{VG} = 2,5mm$) placée à mi-hauteur de la veine.

Les différents générateurs de vortex ont été testés pour un même débit à $Q/Q_d = 1,13$. Une étude en fonction d'autres débits ($Q/Q_d = 0,38$; $Q/Q_d = 0,58$; $Q/Q_d = 0,77$ et $Q/Q_d = 0,97$) a été effectuée afin d'étudier l'influence des générateurs sur les performances de la machine.

Des mesures de pressions statiques instationnaires sur les aubes du diffuseur aux emplacements 6, 7, 8 et 9 (cf. figure 2.21 page 65 du chapitre 2) ont été réalisées afin de voir l'influence des différentes configurations sur les répartitions et les fluctuations de pressions.



FIGURE 4.4 – Photos des différentes configurations du contrôle

2 Performance

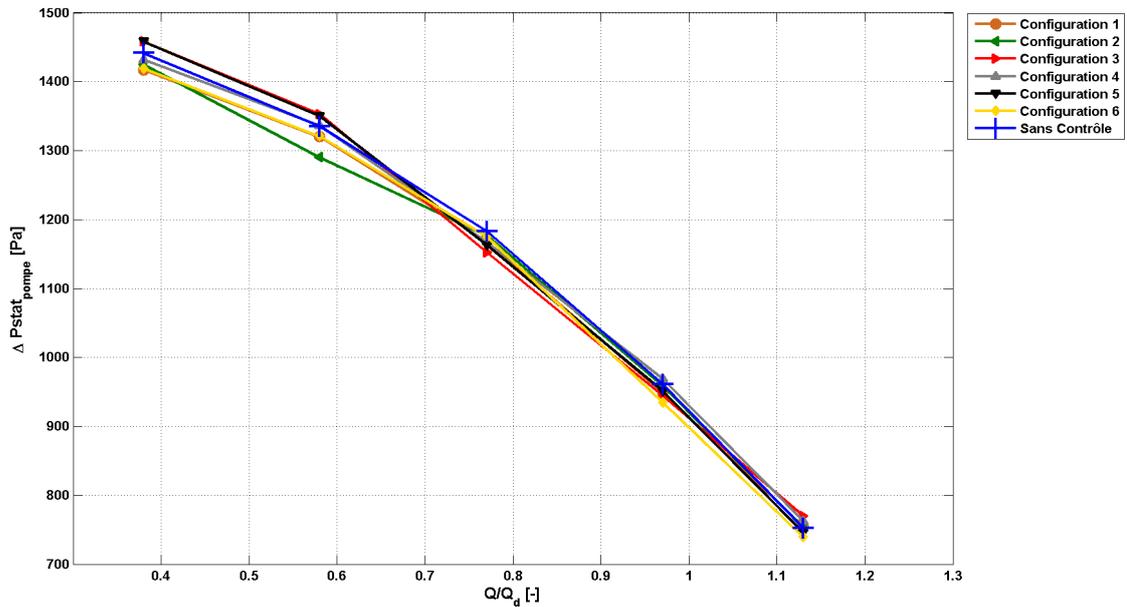


FIGURE 4.5 – Performance de la machine pour différents cas de contrôle

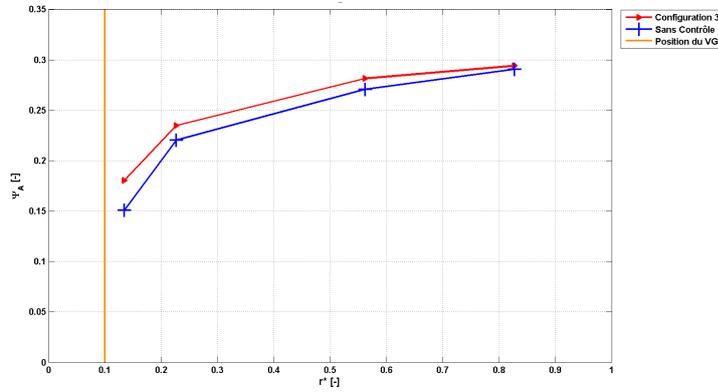
Les courbes de performances de la machine ont été obtenues pour les différentes configurations de contrôle et le cas sans contrôle (cf. figure 4.5). À bas débit, les performances sont détériorées. Ceci est guère étonnant. Les actionneurs sont placés sur la face en pression alors que le décollement a lieu sur l'autre face. Leur présence à ces débits-là ne peut donc que générer des pertes qui affectent la récupération de pression statique. Seule la configuration 3 améliore sensiblement la performance au débit $Q/Q_d = 1,13$. Ceci est confirmé par le tableau 4.2 qui présente les performances au débit $Q/Q_d = 1,13$ pour les six configurations de contrôle et leur écarts absolus et relatifs par rapport à la performance du cas sans contrôle.

Configuration	$\Delta P_{\text{stat}} \text{ pompe [Pa]}$	Écart absolu [Pa]	Écart relatif [%]
1	755	3	0,4
2	753	1	0,1
3	770	18	2,3
4	763	11	1,4
5	746	-6	-0,8
6	739	-13	-1,7
Sans contrôle	752	0	0

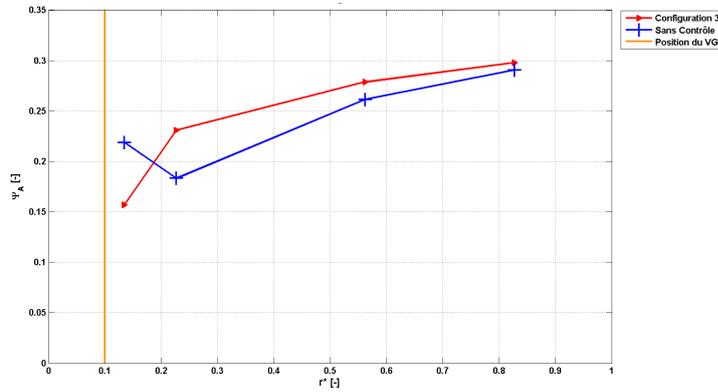
TABEAU 4.2 – Performances des différentes configurations pour $Q/Q_d = 1,13$

Dans la suite, une étude plus détaillée de la configuration 3 sera menée, suivi d'une discussion sur l'efficacité des actionneurs par rapport à leur hauteur et à leur position sur l'aube du diffuseur.

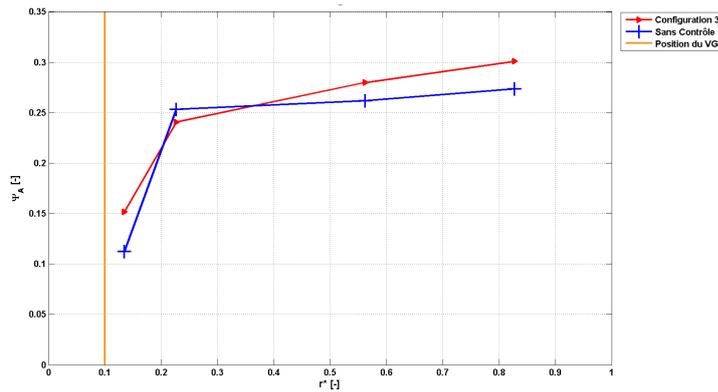
3 Comparaison entre le cas sans contrôle et la configuration 3



(a) $h = 10mm$



(b) $h = 20mm$



(c) $h = 30mm$

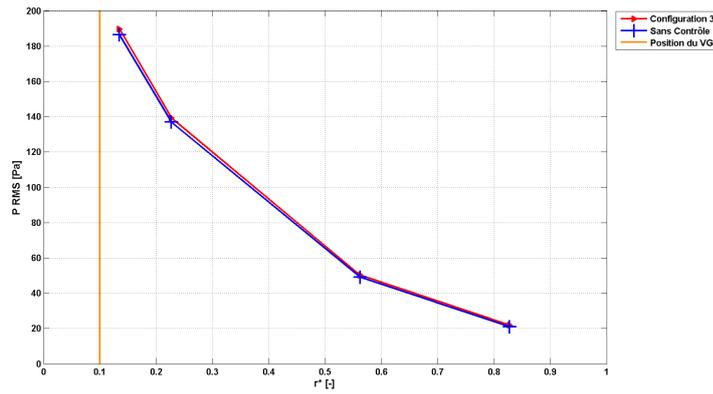
FIGURE 4.6 – Récupération de pression Ψ_A pour la configuration 3 et le cas sans contrôle

La figure 4.6 présente la récupération de pression pour la configuration 3 et le cas sans contrôle. Sur cette figure est tracée l'évolution de Ψ_A qui représente la différence entre la pression mesurée P sur l'aube du diffuseur et la pression en entrée de machine adimensionnée par la vitesse périphérique en sortie de roue. En $h = 20$ mm, dans le cas non contrôlé, Ψ_A présente un minimum en $r^* \approx 0,22$ lié à la présence du décollement, déjà mis en évidence au paragraphe 3 du chapitre 3. La présence du générateur de vortex en $r^* = 0,1$ décale le minimum de pression vers l'amont. Il semble aussi l'accentuer. En revanche, il permet, comme espéré d'avoir une meilleure récupération de pression et a donc probablement une action positive sur le décollement. A $h=30$ mm, côté carter, la récupération est également meilleure notamment à partir de $r^* = 0,3$. L'effet bénéfique de la présence des VG existe également côté moyeu ($h=10$ mm) est nettement moins net. Le fait que l'amélioration de la récupération soit meilleure côté carter peut s'expliquer par :

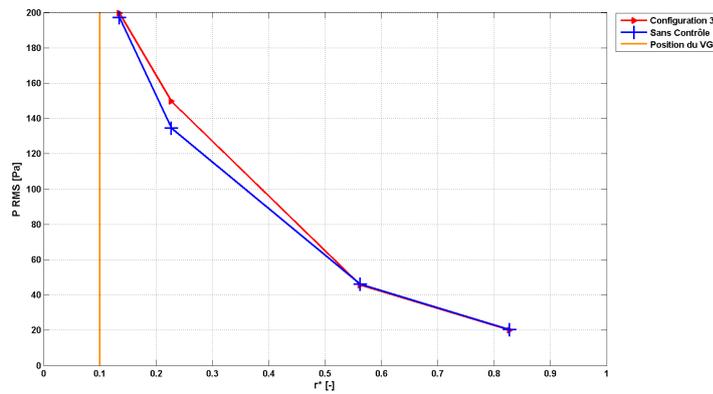
- les effets du décollement dans le cas non contrôlé sont plus importants côté carter.
- le fait que les actionneurs ont leur angle d'orientation β tourné vers le carter.

Le décollement et les effets des actionneurs dépendent donc fortement de la position axiale. Une étude plus fine par PIV, par exemple, permettra de mieux comprendre leur action.

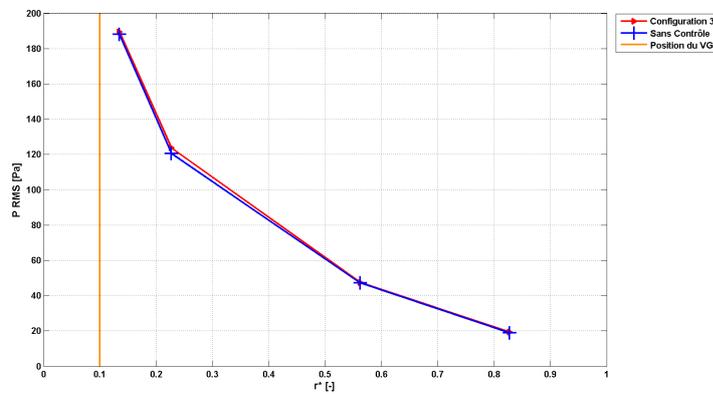
La figure 4.7 présente la répartition des fluctuations de pressions pour la configuration 3 et le cas sans contrôle. La présence de l'actionneur en $r^* = 0,1$ n'a pas d'influence sur les fluctuations de pression sauf à mi-hauteur du diffuseur ($h = 20$ mm) où elles augmentent. Ceci est probablement lié à la création des vortex. En parallèle, les spectres entre le cas sans contrôle et la configuration 3 sont similaires (cf. fig. G.1, figure G.2 et figure G.3 en annexe G).



(a) $h = 10mm$



(b) $h = 20mm$



(c) $h = 30mm$

FIGURE 4.7 – Répartition de fluctuations de pression RMS pour la configuration 3 et le cas sans contrôle

4 Discussion

La figure 4.8 présente les cartes de vitesses radiales obtenues en PIV par Cavazzini (2007) sur lesquelles ont été superposées des images représentant la hauteur (h_{VG}) des actionneurs utilisés dans la présente étude. Il ne s'agit donc pas des cartes PIV obtenues avec les actionneurs.

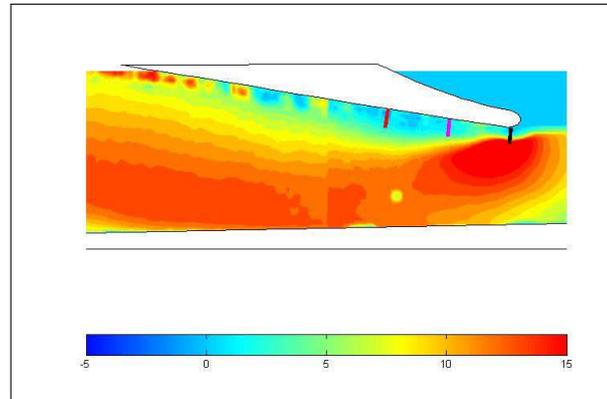
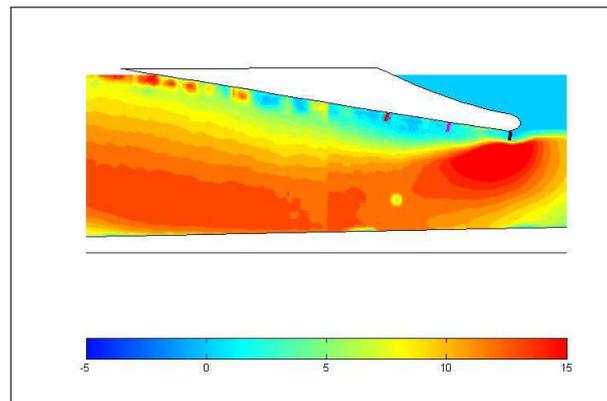
(a) $h_{VG} = 5mm$ (b) $h_{VG} = 2,5mm$

FIGURE 4.8 – Cartes de PIV de V_r pour les différentes tailles d'actionneurs ($h = 20mm$)

Quelle que soit leur position, les plus petits VG (fig. 4.8 (b)) sont plongés à l'intérieur du décollement, d'où leur inefficacité sur l'amélioration de la performance déjà vue au paragraphe 2 de ce chapitre. Pour les mêmes raisons, le VG placé le plus loin du bord d'attaque dont la hauteur est de 5 mm n'améliore pas la performance. Le VG de 5 mm placé à $d=25$ mm du bord d'attaque, correspondant à la configuration 3 (figure 4.8 (a) au milieu), atteint la limite entre la zone décollée et la zone non décollée. Il s'agit de la configuration qui améliore significativement la performance. Pour ce qui concerne la configuration 1 (VG de 5 mm placé au bord d'attaque) aucune amélioration significative de la performance n'a été observée. Pourtant un effet des VG sur la zone décollée existe. On le voit à la fois sur les courbes de récupérations statiques (figure 4.9) où la présence des VG est bénéfique aux hauteurs $h=20mm$ et $h=30mm$ qui est contrebalancé par un effet négatif côté moyen.

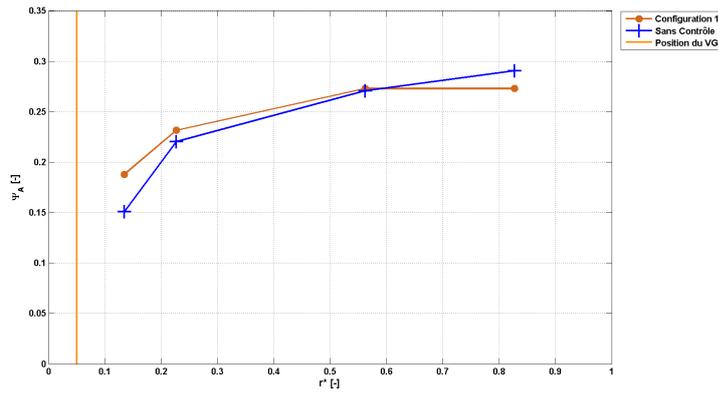
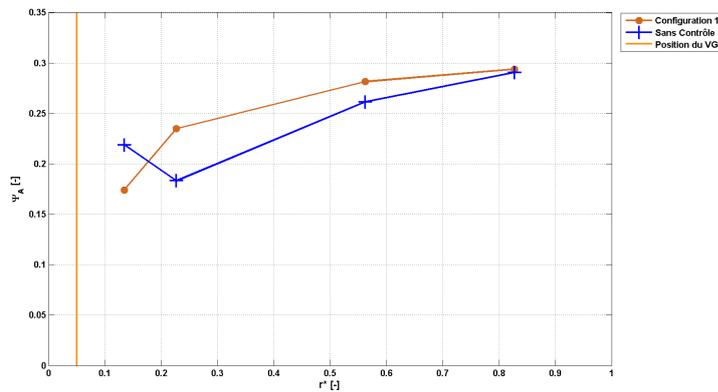
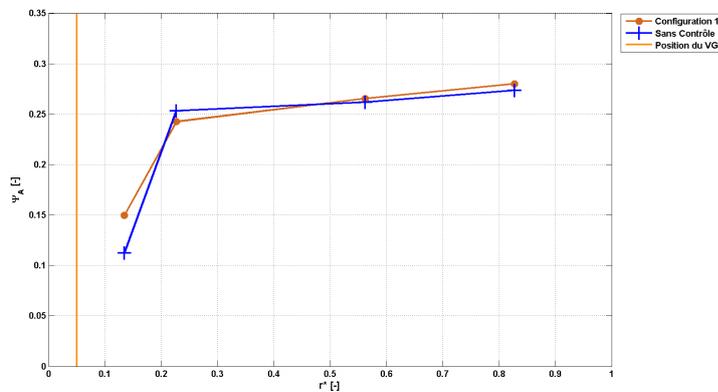
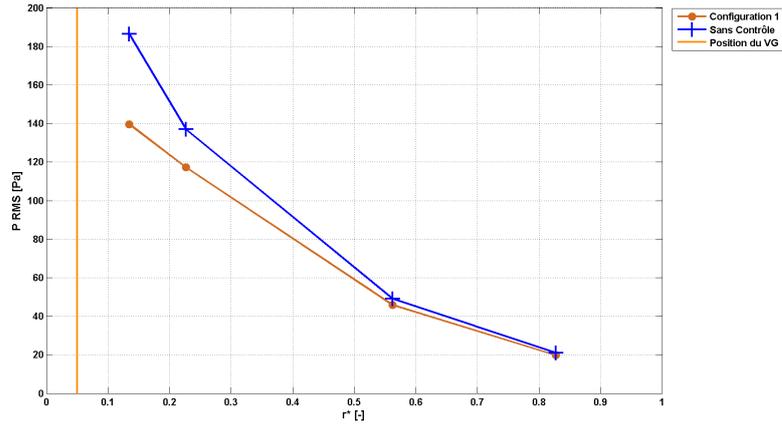
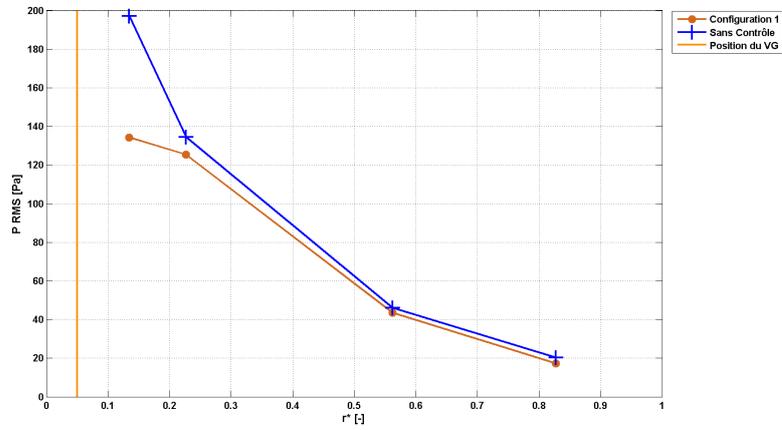

 (a) $h = 10mm$

 (b) $h = 20mm$

 (c) $h = 30mm$

 FIGURE 4.9 – Récupération de pression Ψ_A pour la configuration 1 et le cas sans contrôle

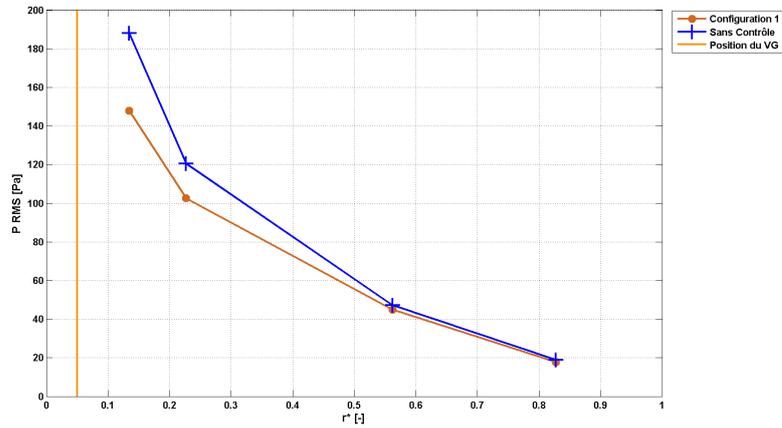
Dans cette configuration l'effet des actionneurs se retrouve également au niveau des fluctuations de pressions qui sont atténués quelle que soit la hauteur (cf. figure G.4, figure G.5 et figure G.6 en annexe G). Pour la configuration 1, où l'actionneur est positionné en $r^* = 0,05$, aucune amélioration de la performance n'avait été observée (paragraphe 2 chap 4). Néanmoins, une baisse des fluctuations de pressions est observée (fig. 4.10) quel que soit la hauteur dans le diffuseur.



(a) $h = 10\text{mm}$



(b) $h = 20\text{mm}$



(c) $h = 30\text{mm}$

FIGURE 4.10 – Répartition de fluctuations de pression RMS pour la configuration 1 et le cas sans contrôle

5 Perspectives

Le contrôle du décollement dans le diffuseur aubé à l'aide d'actionneurs passifs est une première étude. Elle donne des résultats encourageants :

- un cas où un gain sur la performance est observée.
- ce gain est meilleur à mi-hauteur, côté carter (due à l'orientation des VG).
- pour qu'un effet positif soit observé, les actionneurs doivent être suffisamment grands.

Des mesures plus complètes seraient nécessaires, afin d'obtenir une information sur l'action des générateurs de vortex, telles que des mesures à l'aide de la PIV. D'autres configurations pourraient être testés pour avoir une optimisation de l'action des générateurs de vortex (positionnement, taille, nombre) qui améliorerai la performance de la machine.

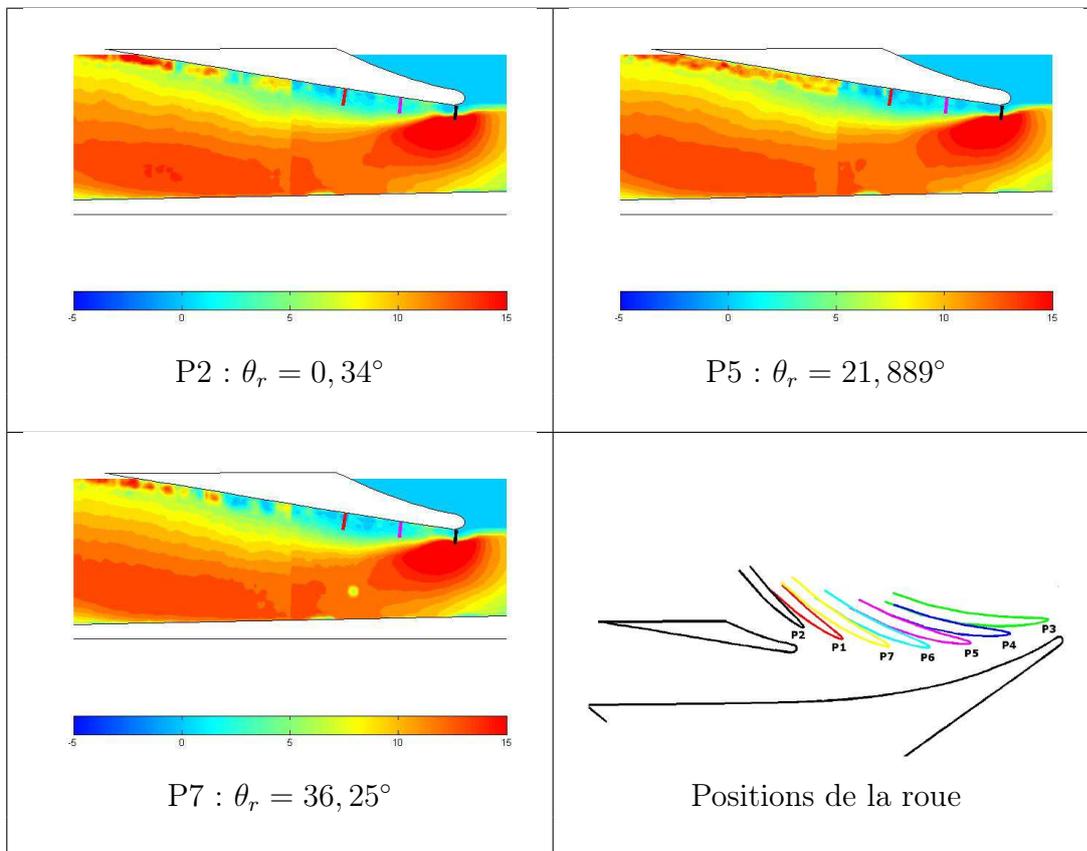


FIGURE 4.11 – Comparaison des cartes PIV de V_r pour différentes positions de roue et pour $h=20\text{mm}$

Par ailleurs, comme le montre la figure 4.11, le décollement est fluctuant. De plus, la taille et la présence de ce décollement dépend du débit (Wuibaut (2001), Cavazzini (2007) et cf. paragraphe 4 du chapitre 3). Par conséquent, un contrôle actif de la couche limite, par jet pulsé ou jet synthétique avec des fréquences liées à la fréquence de la roue, peut être envisagé. Par ailleurs, son déclenchement peut être effectué au débit souhaité.

Conclusion générale et perspectives

L'amélioration des performances des turbomachines passe par une maîtrise des phénomènes instationnaires ayant lieu dans ses écoulements internes. Ces phénomènes sont particulièrement intenses quand la machine fonctionne loin de son point de fonctionnement nominal. L'étude proposée ici, a consisté dans un premier temps à caractériser les écoulements se développant dans un diffuseur aubé de ventilateur centrifuge. Elle a permis de compléter des résultats antérieurs, issus de mesures par Vélocimétrie par Images de Particules (Wuibaut (2001), Cavazzini (2007)), qui ont montrés la présence d'un décollement fluctuant. Ces études avaient en particulier montré la présence d'un décollement à haut débit, sur la face en pression des aubes du diffuseur.

De nouvelles campagnes d'essais ont été menées. Elles ont nécessité la conception et la réalisation de nombreuses pièces d'adaptation pour permettre la mise en place de capteurs de pression sur les parois du flasque, côté carter, et sur celles des aubes du diffuseur, d'une part, et pour permettre le passage d'une sonde trois trous en entrée, en sortie, en plusieurs points d'un canal inter-aubage, d'autre part.

Ces mesures ont permis d'analyser de manière détaillée la performance du diffuseur en essayant de prendre en compte les fuites apparaissant dans l'entrefer en sortie de roue mobile. Ces résultats ont montré que la performance du diffuseur était très dégradée à sur débit. L'analyse des courbes de récupération de pression a permis de montrer que le diffuseur peut se décomposer en deux parties. Dans la deuxième partie du diffuseur, la récupération de pression est similaire quelle que soit le point de fonctionnement. Le coefficient de perte semble toutefois augmenter légèrement avec le débit. Cette différence a été attribuée, soit à une mauvaise estimation des débits de fuite, soit à des potentiels effets 3D qui restent à analyser. Dans la première partie du diffuseur (en amont du col), le comportement est, par contre, fortement dépendant du débit. Alors qu'à sous-débit la récupération de pression est bonne, à sur-débit, une chute de pression importante apparaît. Elle est d'autant plus marquée que le débit est important. C'est cette chute de pression dans cette partie du diffuseur qui est responsable de la mauvaise performance de celui-ci.

L'analyse des fluctuations de pression et des sondages a permis de montrer que plusieurs zones de décollement pouvaient apparaître dans le diffuseur. Un premier décollement apparaît en sortie de diffuseur. Il existe et occupe la même position quel que soit le débit. Il est clairement lié à la forme très courbée des aubes en sortie de diffuseur.

L'analyse des fluctuations de pressions a montré qu'elles étaient, de manière générale, plus importantes sur la face en pression. On a vu également qu'elles sont liées au passage des aubages et qu'elle décroissent avec la distance au bord d'attaque de

l'aube, ce qui est cohérent avec les études précédentes sur le sujet. À sous débit, le niveau des fluctuations augmente face en dépression, près de l'entrée du diffuseur. Ceci peut s'expliquer par la présence d'un décollement dû à la désadaptation de l'écoulement au bord d'attaque de l'aube. Toutefois ce décollement reste d'extension limitée et n'affecte pas vraiment la performance du diffuseur. En revanche, à sur débits, les fluctuations augmentent beaucoup. L'analyse des spectres montre que ceci est dû, à la fois à une augmentation de leur niveau moyen, mais aussi à une augmentation de pics liés à la fréquence de passage des aubages et de ses harmoniques. Ces fluctuations sont clairement liées à l'apparition de la large zone de décollement déjà observée dans les études précédentes et rappelées ci-dessus. C'est cette zone décollée qui augmente considérablement les pertes en entrée de diffuseur et détériore notablement sa performance.

Afin d'essayer de limiter ces effets indésirables, une action a ensuite été entreprise pour essayer de contrôler ces décollements par des générateurs de vortex (VG) corotatifs. Plusieurs configurations ont été testées. Cinq d'entre elles utilisent deux VG placés sur la face en pression des aubes du diffuseur. La dernière ne comporte qu'un seul actionneur. Deux hauteurs de VG ont été utilisées. Ils ont été placés à 3 différentes positions sur l'aube. La configuration avec la paire de VG la plus grande et placée à 25 mm du bord d'attaque permet un gain de quelques pourcents sur la performance globale de la machine. L'amélioration des récupérations de pression sur les aubes est meilleure à mi-hauteur du diffuseur et côté carter. La comparaison de cette configuration avec des résultats de PIV obtenus précédemment dans la roue montre qu'il faut donc que l'actionneur soit assez grand (de l'ordre de la taille de la zone décollée), probablement pour être en mesure d'agir à l'extérieur de celle-ci.

Ces premiers résultats encourageants laissent envisager de futurs travaux. Les premiers consisteraient en une étude plus détaillée de l'utilisation de générateurs de vortex. Avec des essais plus complets, notamment en testant d'autres configurations de capteurs (nombres plus importants) et une étude paramétrique plus fine en explorant plus de positions et de géométries d'actionneurs. Des mesures plus complètes, en réitérant les mesures de récupération de pression pour chaque configuration, pourraient également être envisagées afin d'être mieux à même d'analyser les effets des différentes configurations testées. Une fois que ce positionnement sera optimisé, une étude par PIV pourra être mise en œuvre afin de comprendre finement les mécanismes d'actions des générateurs de vortex dans la configuration retenue. Dans ce cadre, la mise en place d'un plan transverse par rapport à la vitesse débitante dans le diffuseur sera probablement utilisé. Il est clair que, compte tenu des accès optiques restreints, des dispositifs endoscopiques devront être mis en œuvre pour permettre les prises de vue des caméras.

Par ailleurs, il a été noté, que si les actionneurs amélioraient la performance à sur-débits, ils la détérioraient à sous-débit. C'est pourquoi l'utilisation de moyens de contrôle actifs (jet synthétiques, jets pulsés) serait intéressante à mettre en œuvre dans un second temps, afin d'être à même de déclencher les dispositifs de contrôle uniquement dans les configurations où ils sont utiles. Dans ce cas, une étude paramétrique sur la fréquence des jets, leur phase par rapport à la position de la roue, et leur intensité seraient à mener afin d'optimiser le comportement de ces actionneurs. Une étude énergétique sur le coût de l'utilisation de ces actionneurs comparées au

gain sur la performance pourra alors être mise en œuvre pour juger de la réelle efficacité de ces dispositifs.

Bibliographie

- AKHRAS, A., EL HAJEM, M., CHAMPAGNE, J.-Y. et MOREL, R. (2004). The flow rate influence on the interaction of a radial pump impeller and diffuser. *International Journal of Rotating Machinery*, 10(4):309–317.
- ARGÜELLES DIAZ, K., FERNANDES ORO, J. et BLANCO MARIGORTA, E. (2009). Cylindrical three-hole pressure probe calibration for large angular range. *Flow Measurement and Instrumentation*, 20:57–68.
- ARGÜELLES DIAZ, K., FERNANDES ORO, J., BLANCO MARIGORTA, E. et BARRIO PEROTTI, R. (2010). Head geometry effects on pneumatic three-hole pressure probes for wide angular range. *Flow Measurement and Instrumentation*, 21:330–339.
- ARNDT, N., ACOSTA, A., BRENNEN, C. et CAUGHEY, T. (1990). Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers. *ASME Journal of Turbomachinery*, 112:98–108.
- ARNDT, N., ACOSTA, A. J., BRENNEN, C. et CAUGHEY, T. (1989). Rotor-stator interaction in a diffuser pump. *ASME Journal of Turbomachinery*, 111:213–221.
- BAJSIC, I., KUTIN et J. ZAGAR, T. (2007). Response time of a pressure measurement system with a connecting tube. *Instrumentation Science & Technology*, 35:399–409.
- BARRAND, J., CAIGNAERT, G., GRAESER, J. et RIEUTORD, E. (1985). Synthèse des résultats d'essais en air et en eau en vue de la détection des débits critiques de recirculation à l'entrée et à la sortie de roue d'une pompe centrifuge. *La Houille Blanche*, 5:406–420.
- BRENNEN, C. E. (1994). *Hydrodynamics of Pumps*. Concepts NREC and Oxford University Press.
- CAVAZZINI, G. (2007). *Experimental and Numerical Investigation of the Rotor-Stator Interaction in Radial Turbomachines*. Thèse de doctorat, Università Degli Studi di Padova, Italia.
- CHASSAING, P. (2010). *Mécanique des fluides, éléments d'un premier parcours*.
- CHUE, S. H. (1975). Pressure probes for fluid measurements. *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 16, No.2:147–223.

- COMBES, J. (1985). Calcul de l'écoulement tridimensionnel potentiel dans une roue de pompe centrifuge à débit partiel. *La Houille Blanche*, 5:429–434.
- DAWES, W. (1995). A simulation of the unsteady interaction of a centrifugal impeller with its vaned diffuser : Flow analysis. *ASME Journal of Turbomachinery*, 117:213–222.
- DOBLHOFF-DIER, K., KUDLATY, K., WIESINGER, M. et GRÖSHL, M. (2011). Time resolved measurement of pulsating flow using orifices. *Flow Measurement and Instrumentation*, 22:97–103.
- ECKARDT, D. (1976). Detail flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller. *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, pages 390–402.
- EISELE, K., MUGGLI, F., ZHANG, Z. et CASEY, M. V. (1998). Écoulement instationnaire dans un diffuseur aubé d'une pompe centrifuge. *La Houille Blanche*, No. 3/4:23–30.
- EISELE, K., ZHANG, Z., CASEY, M. V., GÜLICH, J. et SCHACHENMANN, A. (1997). Flow analysis in a pump diffuser - part 1 : Lda and ptv measurements of the unsteady flow. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 119:968–977.
- EL HAJEM, M., MOREL, R., SPETTEL, F. et BOIS, G. (1998). Étude de l'écoulement moyen en sortie de roue d'une pompe centrifuge (roue shf). *La Houille Blanche*, 7:24–31.
- FENG, J. (2008). *Numerical and Experimental Investigations on Rotor-Stator Interaction in Radial Diffuser Pumps*. Thèse de doctorat, University of Duisburg-Essen, Germany.
- FENG, J., BENRA, F.-K. et H.J., D. (2007). Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps. *International Journal of Rotating Machinery*, 2007:10 pages.
- FENG, J., BENRA, F.-K. et H.J., D. (2009). Comparison of periodic flow fields in a radial pump among cfd, piv, and ldv results. *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2009:10 pages.
- FENG, J., BENRA, F.-K. et H.J., D. (2010a). Application of different turbulence models in unsteady flow simulations of a radial diffuser pump. *Forsch Ingenieurwes*, 74:10 pages.
- FENG, J., BENRA, F.-K. et H.J., D. (2010b). Unsteady flow investigation in rotor-stator interface of a radial diffuser pump. *Forsch Ingenieurwes*, 74:233–242.
- FURUKAWA, A., TAKAHARA, H., NAKAGAWA, T. et Y., O. (2003). Pressure fluctuation in a vaned diffuser downstream from a centrifugal pump impeller. *International Journal of Rotating Machinery*, 9:285–292.

- GODARD, G., FOUCAUT, J. et STANISLAS, M. (2006). Control of a decelerating boundary layer. part 2 : Optimization of slotted jets vortex generators. *Aerospace Science and Technology*, 10(5):394–400.
- GODARD, G. et STANISLAS, M. (2006a). Control of a decelerating boundary layer. part 1 : Optimization of passive vortex generators. *Aerospace Science and Technology*, 10(3):181–191.
- GODARD, G. et STANISLAS, M. (2006b). Control of a decelerating boundary layer. part 3 : Optimization of round jets vortex generators. *Aerospace Science and Technology*, 10(6):455–464.
- GOODARZI, M., RAHIMI, M. et FERREIDOUNI, R. (2012). Investigation of active flow control over naca0015 airfoil via blowing. *International Journal of Aerospace Sciences*, 1(4):57–63.
- IDEL'CIK, I. (1960). *Mémento des pertes de charges singulières et de pertes de charges par frottements*. Eyrolles éditions.
- JAATINEN, A., GRÖNMAN, A.-P., TURUNEN-SAARESTI, T. et BACKMAN, J. (2010). Experimental study of vaned diffusers in centrifugal compressor. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010 : Power for Land, Sea and Air*.
- JENSEN, K. (2004). Flow measurements. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.*, Vol. XXVI, No.4:400–419.
- KARANTH, K. V. et SHARMA, N. Y. (2009a). Cfd analysis of a centrifugal fan for performance enhancement using converging boundary layer suction slots. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 60:381–387.
- KARANTH, K. V. et SHARMA, N. Y. (2009b). Cfd analysis on the effect of radial gap on impeller-diffuser flow interaction as well as on the flow characteristics of a centrifugal fan. *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2009:8 pages.
- KARANTH, K. V. et SHARMA, N. Y. (2009c). Numerical analysis on the effect of varying number of diffuser vanes on impeller diffuser flow interaction in a centrifugal fan. *World Journal of Modelling and Simulation*, Vol. 5 (2009) No.1:63–71.
- KARANTH, K. V. et SHARMA, N. Y. (2010). Numerical analysis of a centrifugal fan for performance enhancement using boundary layer suction slots. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 224:1665–1678.
- KHELLADI, S., KOUIDRI, S., BAKIR, F. et REY, F. (2005). Flow study in the impeller interface of a vaned centrifugal fan. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 127:495–501.
- LIN, J. C. (1999). Control of turbulent boundary-layer separation using micro-vortex generators. *AIAA Paper*, 99-3404:16 pages.

- LIN, J. C. (2002). Review of research on low-profile vortex generators to control boundary-layer separation. *Progress in Aerospace Science*, 38:389–420.
- LJEVAR, S. (2007). *Rotating stall in wide vaneless diffusers*. Thèse de doctorat, Technische Universiteit Eindhoven, Nederland.
- LJEVAR, S., de LANGE, H. C. et van STEENHOVEN, A. A. (2006). Two-dimensional rotating stall analysis in a wide vaneless diffuser. *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2006:1–11.
- MARX, Y. (1997). Unsteady simulations of impeller-diffuser interactions in a centrifugal pump. *EPFL Supercomputing Review*, No.9:24–32.
- MEAKHAIL, T. et PARK, S. (2005). A study of impeller-diffuser-volute interaction in a centrifugal fan. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127:84–90.
- MOREL, P. (1993). *Écoulements décollés dans une roue de pompe centrifuge*. Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille.
- MUGGLI, F. A., EISELE, K., CASEY, M. V., GÜLICH, J. et SCHACHENMANN, A. (1997). Flow analysis in a pump diffuser - part 2 : Validation and limitations of cfd for diffuser flows. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 119:978–984.
- NORME NF X 10-200 (1971). *Règles d'essais Aérauliques en Plate-forme des Ventilateurs à Enveloppe*.
- PATRICIO, O. (1999). *Analyse expérimentale des pressions moyennes et fluctuantes dans un canal inter-aubes d'une roue de turbomachine centrifuge*. Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille.
- PETIT, O. et NILSSON, H. (2013). Numerical investigation of unsteady flow in a centrifugal pump with a vaned diffuser. *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2013:14 pages.
- PHILIBERT, R. et VERRY, A. (1985). Synthèse des calculs d'écoulement effectués sur la pompe shf au débit nominal et à 80 % du débit nominal. *La Houille Blanche*, 5:421–428.
- PINARBASI, A. (2008). Experimental hot-wire measurements in a centrifugal compressor with vaned diffuser. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29:1512–1526.
- PINARBASI, A., GULEREN, K. M. et OZTURK, A. (2008). Measurements of reynolds stresses in centrifugal compressor vaned diffusers. *In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C :Journal of Mechanical Engineering Science*.
- PINARBASI, A. et JOHNSON, M. W. (1996). Reynolds stress tensor measurements in a centrifugal compressor vaned diffuser. *In International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition*.

- SCHMIDT, E. (1963). *Tables VDI des constantes de vapeur d'eau*. Berlin, Springer Verlag.
- SEIFERT, A. et PACK, L. G. (1999). Active control of separated flows on generic configurations at high reynolds numbers. *In 30th AIAA Fluids Dynamics Conference and Exhibit, 28 June-1 July, 1999 / Norfolk, VA. AIAA 99-3403*.
- SELBY, G. V., LIN, J. C. et HOWARD, F. (1992). Control of low-speed turbulent separated flow using jet vortex generators. *Experiments in Fluids*, 12:394–400.
- SHAN, H., JIANG, L., LIU, C., LOVE, M. et MAINES, B. (2008). Numerical study of passive and active flow separation control over a naca0012 airfoil. *Computers & Fluids*, 37:975–992.
- SHI, F. et TSUKAMOTO, H. (2001). Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 123:466–474.
- SHUM, Y., TAN, C. et CUMPSTY, N. (2000). Impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122:777–786.
- SINHA, M. et KATZ, J. (2000). Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes-part 1 : On flow structures and turbulence. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 122:97–107.
- UBALDI, M. (1985). Calcul de l'écoulement visqueux dans un canal de roue centrifuge. *La Houille Blanche*, 5:455–472.
- VOLINO, R. J. (2003). Passive flow control on low-pressure turbine airfoils. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125:754–764.
- VOLINO, R. J., KARTUZOVA, O. et IBRAHIM, M. B. (2011). Separation control on a very high lift low pressure turbine airfoil using pulsed vortex generator jets. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133:13 pages.
- WUIBAUT, G. (2001). *Étude par vélocimétrie par images de particules des interactions roue-diffuseur dans une pompe centrifuge*. Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Centre de Lille.
- WULFF, W. (2006). Unsteady pressure and velocity measurements in pumps. *In Design and Analysis of High Speed Pumps*, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 4, pages 4.1–4.34, Neuilly-sur-Seine, France.
- ZHOU, L., FAN, H. Z., ZHANG, Z. et CAI, Y. H. (2012). Experimental investigation of the unsteady flow in a centrifugal compressor stage. *Experimental Techniques*, 36:20–29.

Annexes

Annexe A

Données techniques des appareils de mesure

	humidité	température
gamme	0% Hr à 98% Hr	-200°C à +800°C
précision	±1% Hr	± 0,1°C de -100°C à +200°C et ± 0,2°C ailleurs
résolution	0,1% Hr	0,1°C

TABLEAU A.1 – Données techniques du thermo-hygromètre DOSTMANN T870

type	PXLA02X5DN (pressions gauche et droite)	DC005NDC4 (pression centre)
gamme	de 0 à ± 250 Pa	0 à ± 1000 Pa
précision	± 2% de la gamme	± 2% de la gamme

TABLEAU A.2 – Données techniques du montage de capteurs de prises de pression de type Honeywell

	pression	vitesse (cas 1)	vitesse (cas 2)
gamme	0 à ±1000 Pa	de 2 à 5 m/s	de 5 à 40 m/s
précision	±0,5% de la lecture ± 2 Pa	± 0,7 m/s	de ±0,5% de la lecture ± 0,3 m/s
résolution	1 Pa	0,1 m/s	0,1 m/s

TABLEAU A.3 – Données techniques de la sonde Pitot (KIMO MP 120)

Gamme de mesures	0 à ± 1 psig (soit ±6895 Pa) en relatif
Précision	± 1,50 % de la gamme
Fréquence de résonance	55000 Hz
Diamètre	3,86 mm
Longueur	11,13 mm

TABLEAU A.4 – Quelques caractéristiques du capteur Endevco 8510B-1

Annexe B

Débit dans le caisson et dans la roue

Le calcul du débit dans le caisson et dans la roue avait déjà été réalisé par Wuibaut (2001) et est rappelé ici.

1 Débit dans le caisson

La méthode utilisée pour calculer le débit qui traverse le caisson s'inspire de la méthode normalisée dite du caisson réduit (Norme NF X 10-200 (1971)). Le débit est relié aux mesures de la pression dans le caisson d'aspiration et des conditions ambiantes par la relation :

$$Q_{vc} = \alpha S \sqrt{\frac{2\Delta P_c}{\rho_c}} \quad (\text{B.1})$$

- Q_{vc} : Débit volume au caisson (m^3/s).
- α : Coefficient de débit du diaphragme utilisé.
- S : Section du diaphragme (m^2).
- ΔP_c : Différence de pression statique entre l'amont et l'aval du diaphragme (Pa).
- ρ_c : Masse volumique de l'air dans le caisson (kg/m^3).

Le calcul de la masse volumique de l'air dans le caisson d'aspiration est effectué en utilisant la relation suivante (Morel (1993)) :

$$\rho_c = \left(P_c - \frac{3}{8} P_{vc} \right) \frac{0,003485}{T_c} \quad (\text{B.2})$$

- ρ_c : Masse volumique de l'air dans le caisson (kg/m^3).
- P_c : Pression absolue dans le caisson (Pa).
- P_{vc} : Pression partielle de vapeur d'eau dans le caisson (Pa).
- T_c : Température dans le caisson (K).

Uniquement la pression d'aspiration dans le caisson est mesurée, les autres caractéristiques sont mesurées hors du caisson. Un modèle permettant de calculer les autres caractéristiques du fluide au sein même du caisson est adopté. Le modèle de la figure B.1 a été adopté.

- P_c : Pression absolue dans le caisson (Pa).

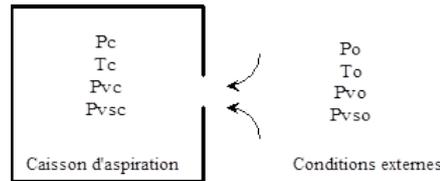


FIGURE B.1 – Calcul des caractéristiques du caisson d’aspiration

- P_{vc} : Pression partielle de vapeur d’eau dans le caisson (Pa).
- P_{vs} : Pression de vapeur d’eau saturante dans le caisson (Pa).
- T_c : Température dans le caisson (K).

En substituant l’indice « c » par l’indice « o », on définit les caractéristiques à l’extérieur du caisson. On suppose que la température dans le caisson est la même que la température externe ($T_c = T_o$) et que l’humidité absolue w est conservée.

$$w = \frac{M_v}{M_a} = \frac{P_v}{P - P_v} \quad (\text{B.3})$$

- r_a : Constante thermodynamique de l’air sec ($287 J.Kg^{-1}.K^{-1}$).
- r_v : Constante thermodynamique de la vapeur d’eau ($462 J.Kg^{-1}.K^{-1}$).
- M_v : Masse de vapeur dans le mélange (kg).
- M_a : Masse de l’air sec dans le mélange (kg).
- P : Pression absolue (Pa).
- P_v : Pression partielle de vapeur d’eau (Pa).

La conservation de l’humidité absolue permet d’écrire :

$$P_{vc} = P_{vo} \frac{P_c}{P_o} \quad (\text{B.4})$$

La température et le taux d’humidité (Hr) permettent de déterminer la pression partielle de vapeur (Schmidt (1963)).

$$P_{vo} = \exp \left[\frac{P_{vo} \frac{H_r}{100}}{\frac{17,438(T_o - 273,15)}{T_o - 33,37} + 6,415} \right] \quad (\text{B.5})$$

En résumé, la connaissance de P_c , P_o , T_o permet de calculer avec la relation B.5 P_{vo} , la relation B.4 donne alors P_{vc} et la relation (B.2) la masse volumique de l’air dans le caisson ρ_c .

2 Débit de fuite entre la conduite d’aspiration et la roue

En ce qui concerne le débit de fuite entre la conduite d’aspiration et la roue, un démontage de l’installation avait été effectué par Wuibaut (2001) pour améliorer l’étanchéité en installant dans la pièce d’aspiration des lamelles d’étanchéité de type FEY (figure B.2).

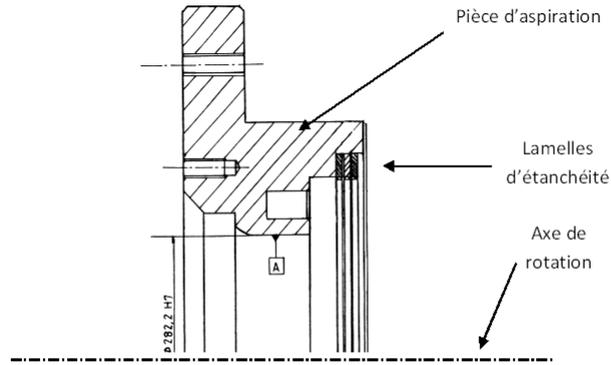


FIGURE B.2 – Utilisation de lamelles d'étanchéité

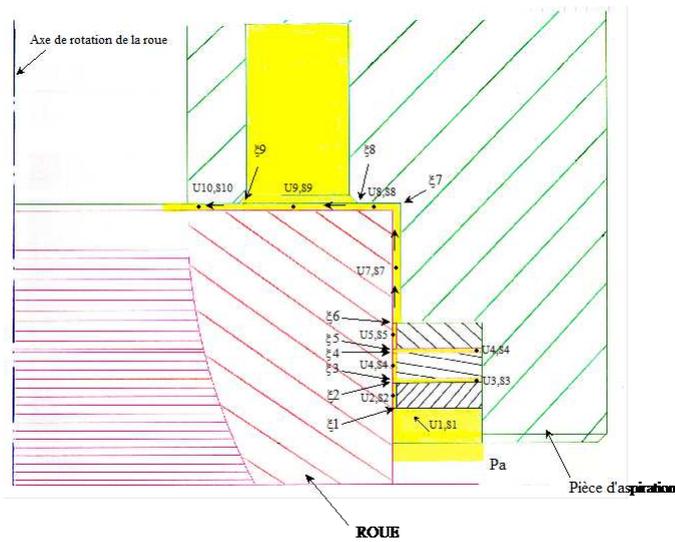


FIGURE B.3 – Modèle analytique pour l'estimation du débit de fuite

Pour calculer le débit de fuite entre la conduite d'aspiration et la roue, un modèle de perte de charges singulières a été adopté par Wuibaut (2001) (Figure B.3). Le théorème de Bernoulli est appliqué sur une ligne de courant entre les points 1 et 10 en utilisant des coefficients de pertes de charges singulières localisées. L'effet de la rotation de la roue n'est pas pris en compte. Les notations suivantes sont adoptées :

- P_i : Pression absolue au point i (Pa).
- U_i : Vitesse du fluide au point i (m/s).
- ρ_i : Masse volumique du fluide (kg/m^3)
- ξ_i : Coefficient de perte de charge singulière localisée au point i .
- S_i : Section de passage au point i (m^2).

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors :

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = P_{10} + \frac{1}{2}\rho u_{10}^2 + \frac{1}{2}\rho \sum_{i=1}^9 \xi_i u_i^2 \quad (B.6)$$

En supposant que la vitesse u_1 est négligeable devant les autres grandeurs cette équation devient :

$$P_1 = P_{10} + \frac{1}{2}\rho u_{10}^2 + \frac{1}{2}\rho \sum_{i=1}^9 \xi_i u_i^2 \quad (\text{B.7})$$

L'objectif est de calculer la vitesse débitante u_{10} en fonction de $\Delta P = P_1 - P_{10}$. 9 équations supplémentaires qui proviennent de la conservation de la masse sont donc nécessaires :

$$u_i = \frac{S_{10}}{S_i} u_{10} \quad i = 1 \dots 9 \quad (\text{B.8})$$

La vitesse débitante s'écrit donc :

$$u_{10} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \left[1 + \sum_{i=2}^9 S_{10}^2 \frac{\xi_i}{S_i^2} \right]}} \quad (\text{B.9})$$

Et le débit de fuite s'écrit :

$$Q_{vf} = S_{10} u_{10} \quad (\text{B.10})$$

Les coefficients de pertes de charges singulières sont issus d'un mémento récapitulatif (Idel'Cik (1960)). Les résultats obtenus par Wuibaut (2001) donnent :

$$Q_{vf} = 5,4494 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2\Delta P}{404\rho}} \quad (\text{B.11})$$

Annexe C

Coordonnées

Les coordonnées présentées dans les sections suivantes sont adimensionnées par rapport au rayon extérieur de la roue : 256,6mm. Le système d'axes de la figure C.1 suivant est utilisé.

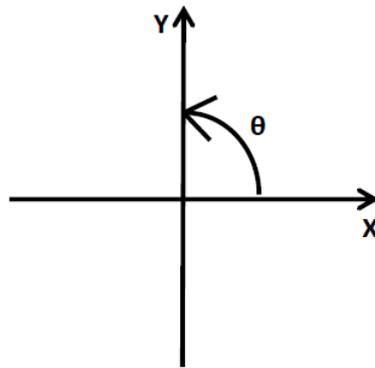


FIGURE C.1 – Système d'axes

1 Emplacements des prises de pressions statiques sur le carter du diffuseur

Emplacements	X[-]	Y[-]	θ [°]	R[-]
S1	1,00	-0,39	-21,57	1,07
S2	0,97	-0,50	-27,32	1,09
S3	0,89	-0,70	-38,22	1,13
S4	0,83	-0,81	-44,52	1,16
S5	0,79	-0,88	-48,11	1,19
S6	0,72	-1,02	-54,80	1,25
S7	0,65	-1,16	-60,86	1,33
S8	0,58	-1,30	-66,12	1,42
S9	0,52	-1,39	-69,35	1,48
S10	0,36	-1,51	-76,70	1,55
S11	0,90	-0,58	-33,04	1,07
S12	0,72	-0,93	-52,47	1,17
S13	0,64	-1,07	-59,28	1,24
S14	0,49	-1,32	-69,69	1,41
S15	0,18	-1,54	-83,19	1,55
S16	1,05	-0,20	-10,48	1,07
S17	0,80	-0,97	-50,30	1,26
S18	0,73	-1,11	-56,50	1,33
S19	0,61	-1,37	-66,04	1,50
S20	0,52	-1,47	-70,51	1,55
AS1	1,18	-0,07	-3,15	1,19
AS2	1,28	-0,36	-15,74	1,33
AM1	1,14	0,08	4,15	1,14
AM2	1,23	-0,20	-9,05	1,24
M1	0,42	-0,99	-66,73	1,07
M2	0,08	-1,14	-86,07	1,15
M3	-0,20	-1,23	-99,32	1,24
M4	-0,56	-1,34	-112,71	1,45
M5	-0,82	-1,31	-122,23	1,54

2 Emplacements de la sonde 3 trous

2.1 Entrée du diffuseur

Emplacements	X[-]	Y[-]	θ [°]	R[-]
1	-0,04	-1,07	-92,09	1,07
2	0,08	-1,06	-85,47	1,07
3	0,19	-1,05	-79,84	1,07
4	0,29	-1,03	-74,22	1,07
5	0,39	-0,99	-68,59	1,07
6	0,49	-0,95	-62,94	1,07
7	0,58	-0,90	-57,34	1,07
8	0,66	-0,84	-51,72	1,07
9	0,73	-0,78	-47,09	1,07

2.2 Sortie du diffuseur

Emplacements	$X[-]$	$Y[-]$	$\theta[^\circ]$	$R[-]$
10	-1,40	-0,69	-153,85	1,56
11	-1,32	-0,83	-147,75	1,56
12	-1,23	-0,96	-142,12	1,56
13	-1,13	-1,07	-136,50	1,56
14	-1,05	-1,15	-132,57	1,56
15	-0,93	-1,25	-126,64	1,56
16	-0,80	-1,34	-120,71	1,56
17	-0,65	-1,42	-114,78	1,56
18	-0,50	-1,47	-108,85	1,56

2.3 Intercanal

Emplacements	$X[-]$	$Y[-]$	$\theta[^\circ]$	$R[-]$
19	1,15	0,07	3,35	1,15
20	1,19	-0,04	-2,02	1,19
21	1,24	-0,19	-8,71	1,25
22	1,29	-0,34	-14,78	1,33
23	1,35	-0,54	-21,80	1,46

3 Emplacements des capteurs instationnaires

Emplacements	$X[-]$	$Y[-]$	$\theta[^\circ]$	$R[-]$
1	0,73	-0,79	-47,19	1,07
2	0,65	-0,87	-53,34	1,09
3	0,56	-0,95	-59,43	1,10
4	0,07	-1,22	-86,57	1,22
5	-0,04	-1,10	-91,86	1,10
6	-0,15	-1,12	-97,62	1,13
7	-0,26	-1,15	-102,99	1,18
8	-0,57	-1,21	-115,17	1,34
9	-0,84	-1,20	-125,03	1,47

Pour chaque emplacement, 3 mesures de pression instationnaire sont réalisées sur l'aubage dans la direction moyeu-carter à $h=10\text{mm}$, $h=20\text{mm}$ (mi-hauteur) et $h=30\text{mm}$.

Annexe D

Validation de l'étalonnage de la sonde 3 trous

Pour valider la calibration, la sonde 3 trous est placée dans la soufflerie à des angles et des vitesses qui ne correspondent pas à ceux de la calibration. On mesure ensuite les 3 pressions, puis on remonte aux informations de pression totale, de pression statique, d'angle et de vitesse en utilisant le schéma de principe en 2.12. Deux types de comparaisons sont faites. La première, pour une vitesse fixée, une série de mesure avec la sonde 3 trous est effectuée à différents angles. La deuxième, pour un angle fixé, une série de mesure avec la sonde 3 trous est effectuée à différentes vitesses. Dans les deux cas, différents écarts sont calculés (relations D.1).

$$\left\{ \begin{array}{l} EAA = |\alpha_c - \alpha_{3T}| \\ EAV = |V_c - V_{3T}| \\ ERV = 100 \left| \frac{V_c - V_{3T}}{V_c} \right| \\ EAPT = |P_{tot_c} - P_{tot_{3T}}| \\ ERPT = 100 \left| \frac{P_{tot_c} - P_{tot_{3T}}}{P_{tot_c}} \right| \\ EAPS = |P_{stat_c} - P_{stat_{3T}}| \end{array} \right. \quad (D.1)$$

Les notations employées dans la définition des écarts des équations D.1 sont :

- α_c : angle d'écoulement connu (en °)
- α_{3T} : angle d'écoulement obtenu avec la sonde 3 trous (en °)
- V_c : vitesse absolue connue (en m/s)
- V_{3T} : vitesse absolue obtenue avec la sonde 3 trous (en m/s)
- P_{tot_c} : pression totale connue (en Pa)
- $P_{tot_{3T}}$: pression totale obtenue avec la sonde 3 trous (en Pa)
- P_{stat_c} : pression statique connue (en Pa)
- $P_{stat_{3T}}$: pression statique obtenue avec la sonde 3 trous (en Pa)
- EAA : écart absolu de l'angle de l'écoulement (en °)
- EAV : écart absolu de la vitesse absolue (en m/s)
- ERV : écart relatif de la vitesse absolue (en %)
- EAPT : écart absolu de la pression totale (en Pa)

- ERPT : écart relatif de la pression totale (en %)
- EAPS : écart absolu de la pression statique (en Pa)

Remarque :

Dans certains cas, les angles de l'écoulement sont proches de 0°. De plus, dans le cas de la calibration, la pression statique est identique à la pression atmosphérique et cette dernière est considérée comme une pression de référence et vaut 0 Pa. L'écart relatif de l'angle et l'écart relatif de la pression statique tendraient vers l'infini. Ces deux écarts ne sont donc pas utilisés ici.

1 Première comparaison : vitesse fixée, différents angles

grandeur	minimum	maximum	moyenne	écart-type
EAA [°]	0,06	0,98	0,39	0,30
EAV [m/s]	0,11	0,49	0,29	0,14
ERV [%]	0,72	3,40	1,99	0,99
EAPT [Pa]	0,37	4,64	2,55	1,11
ERPT [%]	0,27	3,32	1,88	0,80
EAPS [Pa]	0,15	5,78	2,79	2,26

TABLEAU D.1 – Écarts des différentes grandeurs où la vitesse est fixée

2 Deuxième comparaison : angle fixé, différentes vitesses

grandeur	minimum	maximum	moyenne	écart-type
EAA [°]	0	0,53	0,11	0,18
EAV [m/s]	0	0,45	0,10	0,15
ERV [%]	0	6,01	1,16	2,07
EAPT [Pa]	0	9,99	3,16	3,54
ERPT [%]	0	2,50	0,92	0,75
EAPS [Pa]	0	10,07	3,53	3,53

TABLEAU D.2 – Écarts des différentes grandeurs où l'angle est fixé

Les écarts des différentes grandeurs (tableau D.1 et tableau D.2) restent de l'ordre des précisions de mesures. On peut considérer que l'étalonnage est validé.

Annexe E

Éléments de conception et de fabrication

1 Conception des bouchons supportant la sonde 3 trous

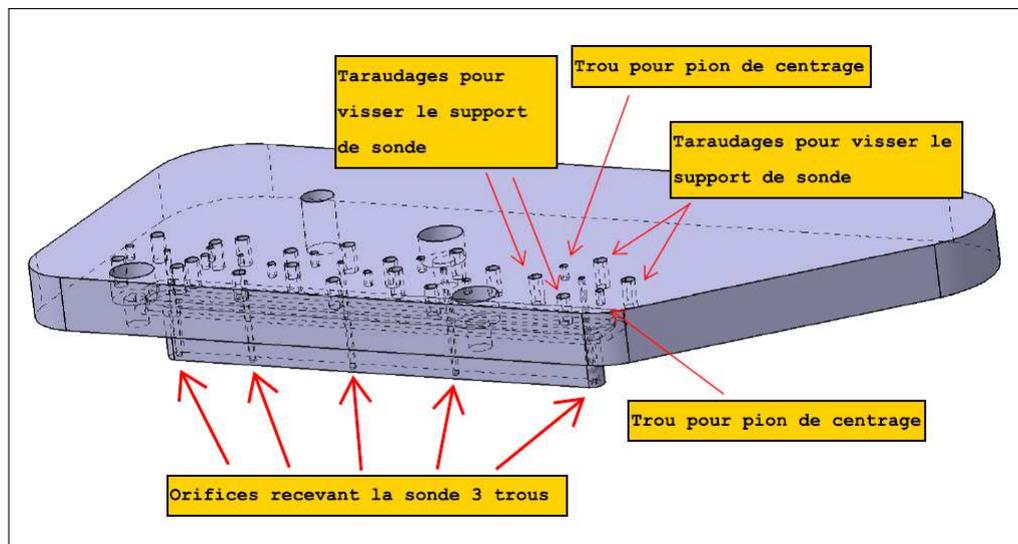


FIGURE E.1 – Vue du bouchon intercanal

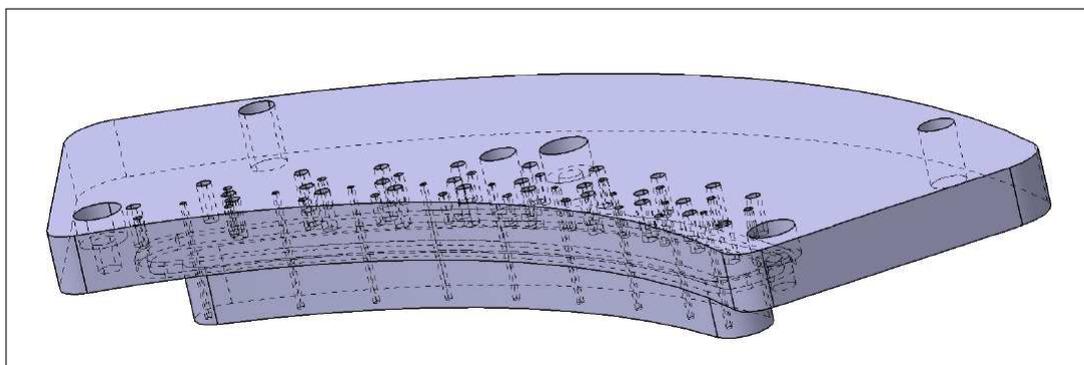


FIGURE E.2 – Vue du bouchon d'entrée

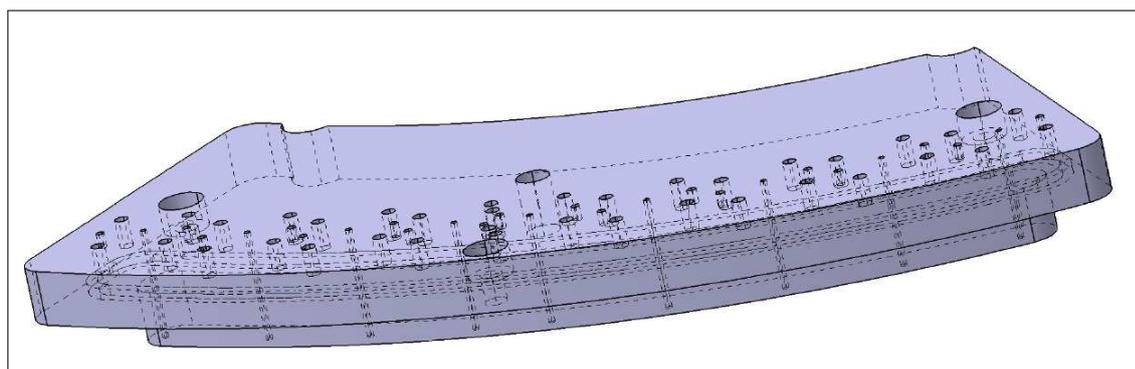


FIGURE E.3 – Vue du bouchon de sortie

2 Conception des pièces recevant les capteurs instationnaires

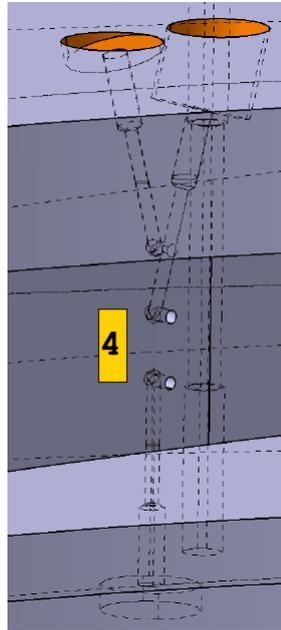


FIGURE E.4 – Vue 3D du système cavité-captur à l'emplacement 4

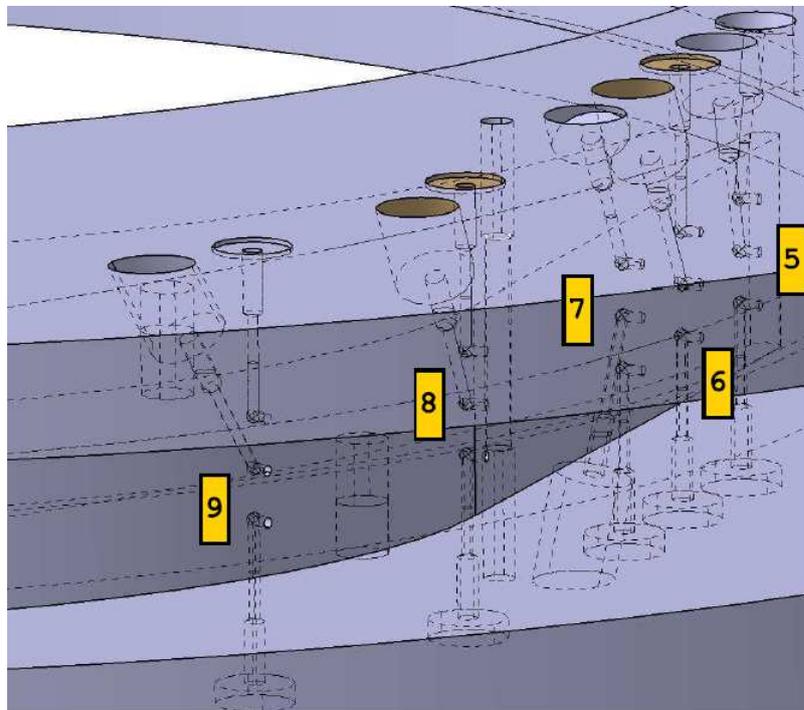


FIGURE E.5 – Vue 3D du système cavité-captur aux emplacements 5, 6, 7, 8 et 9

Annexe F

Annexes Chapitre 3

1 Étude des Auto Spectres en Puissance

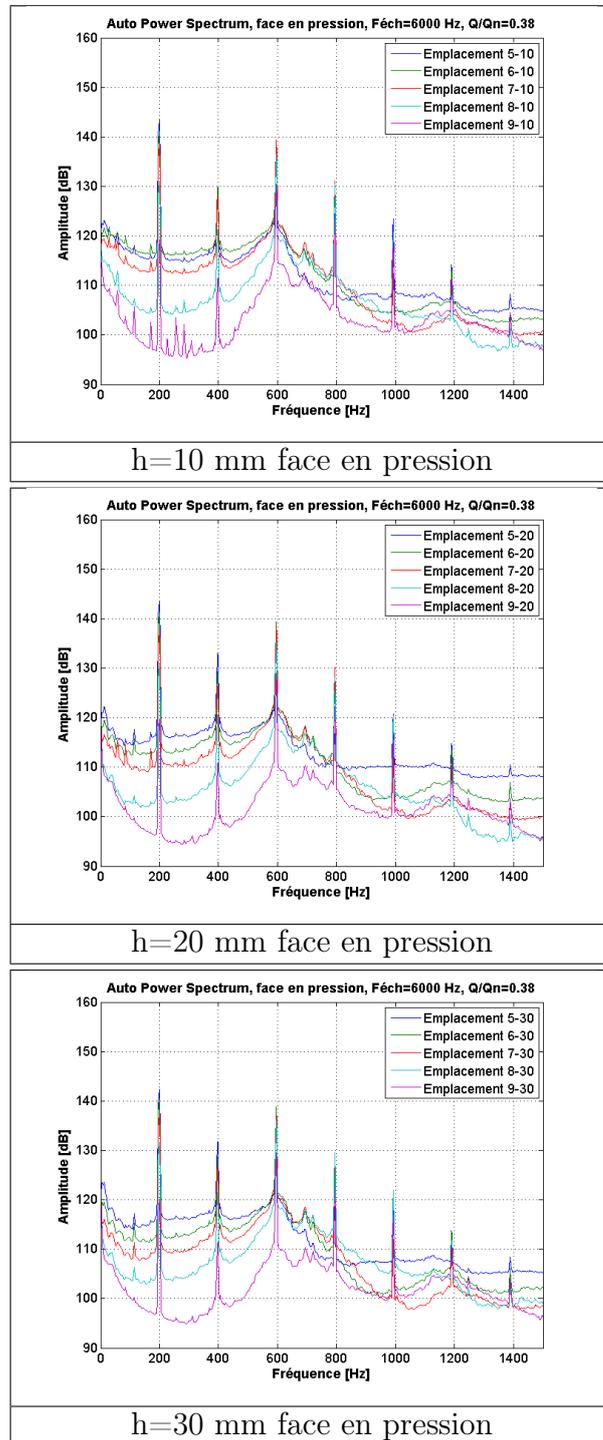


FIGURE F.1 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,38$, face en pression, pour les différentes hauteurs étudiées

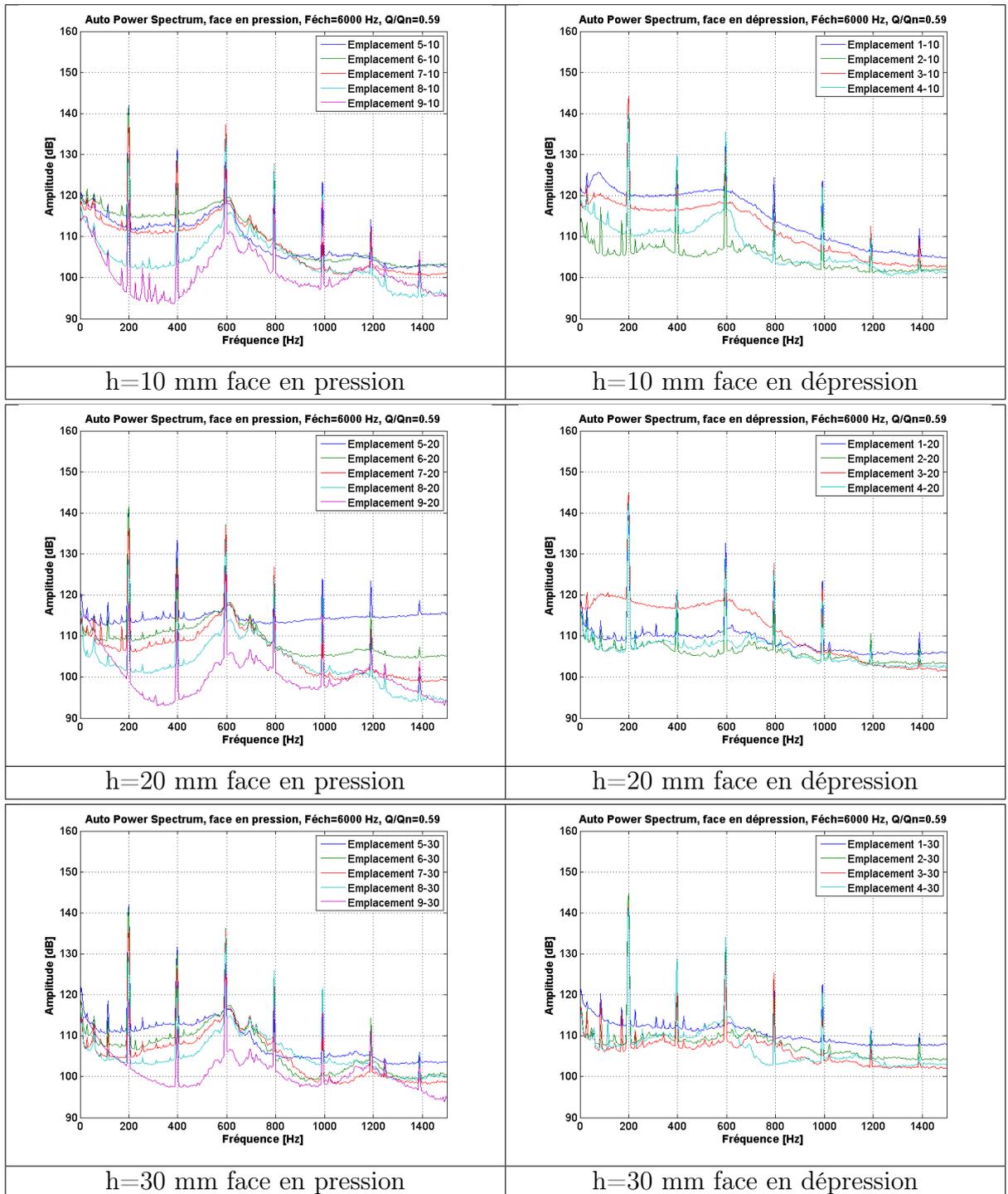


FIGURE F.2 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,59$, pour les différentes hauteurs étudiées

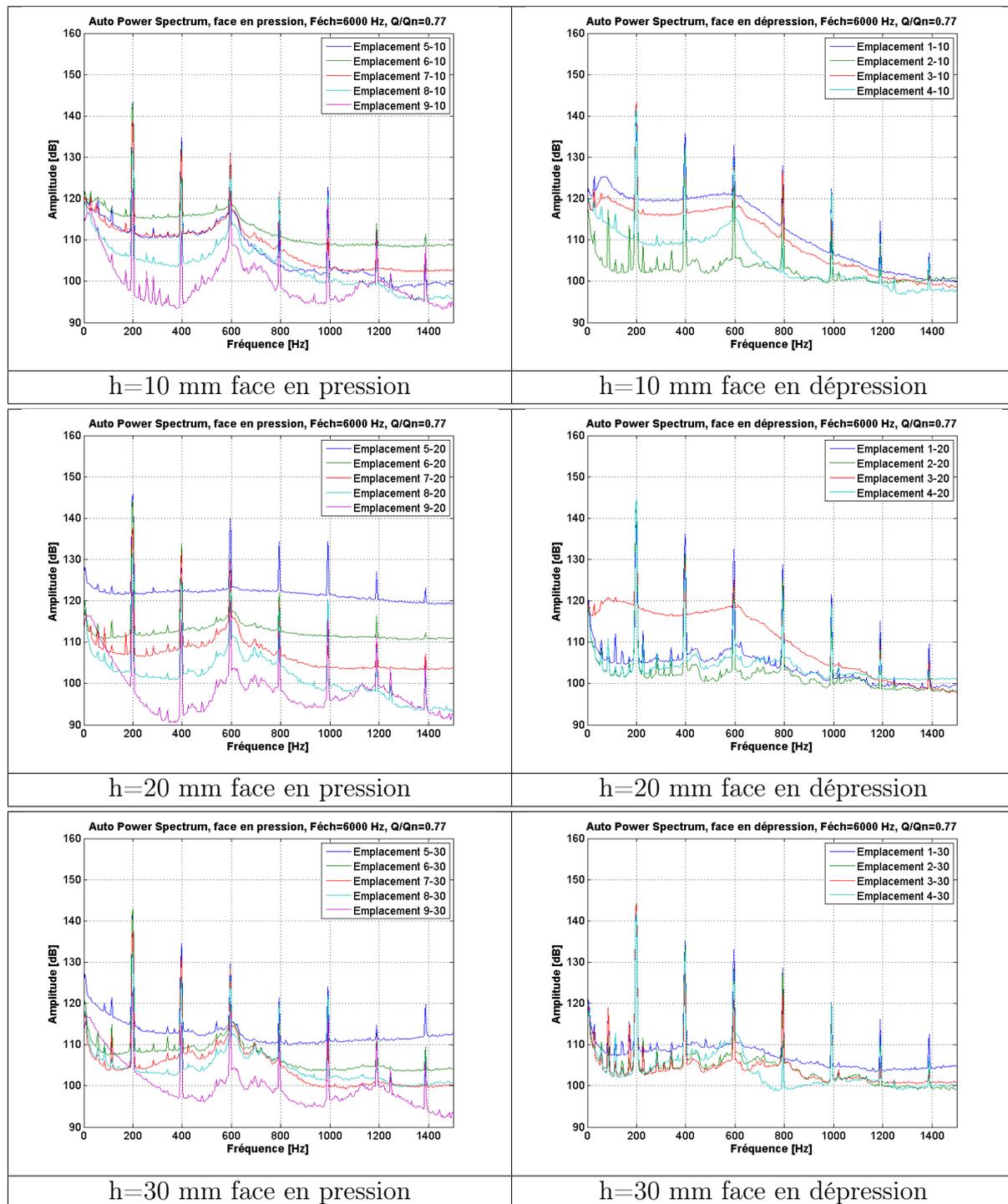


FIGURE F.3 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,77$, pour les différentes hauteurs étudiées

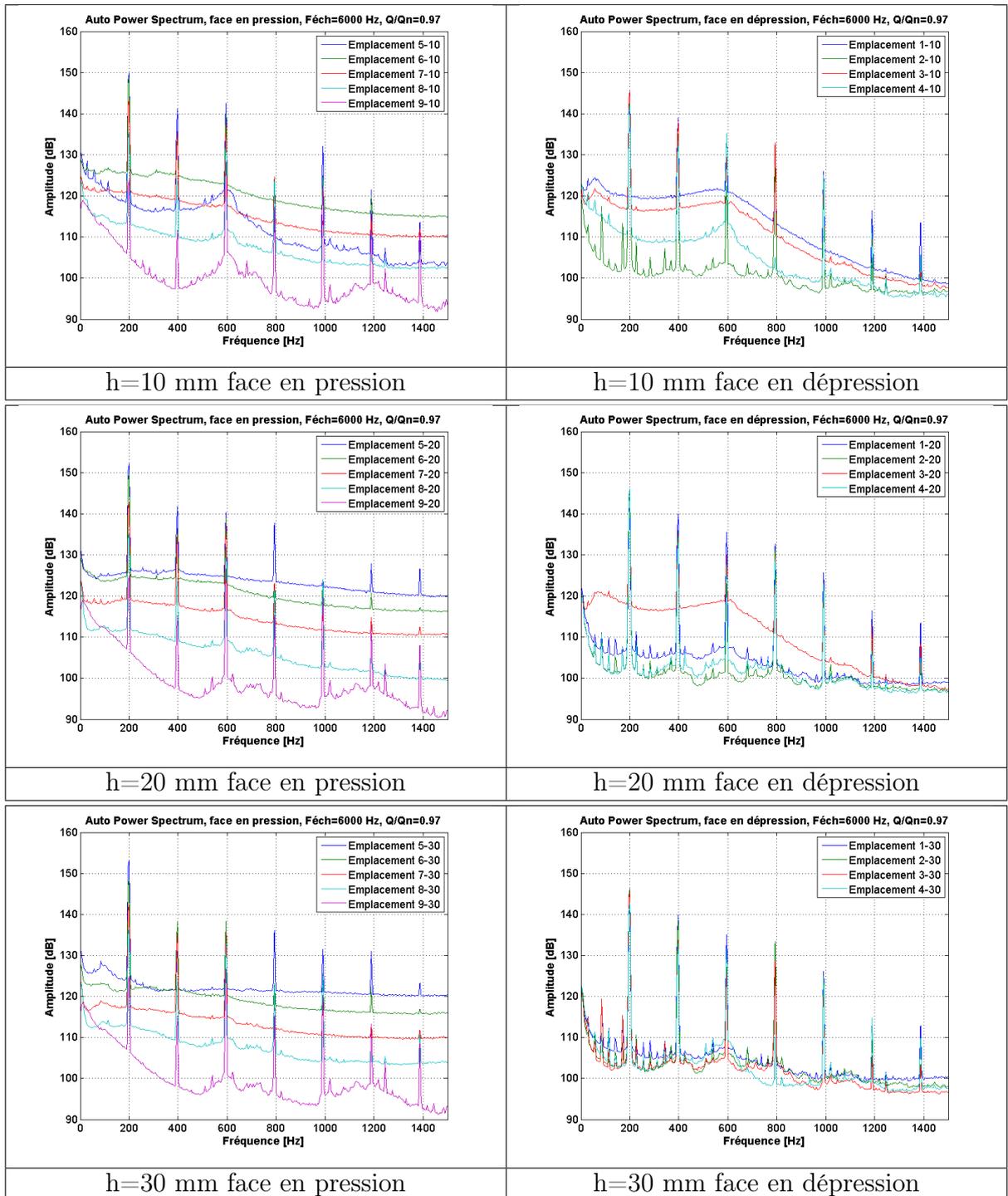


FIGURE F.4 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 0,97$, pour les différentes hauteurs étudiées

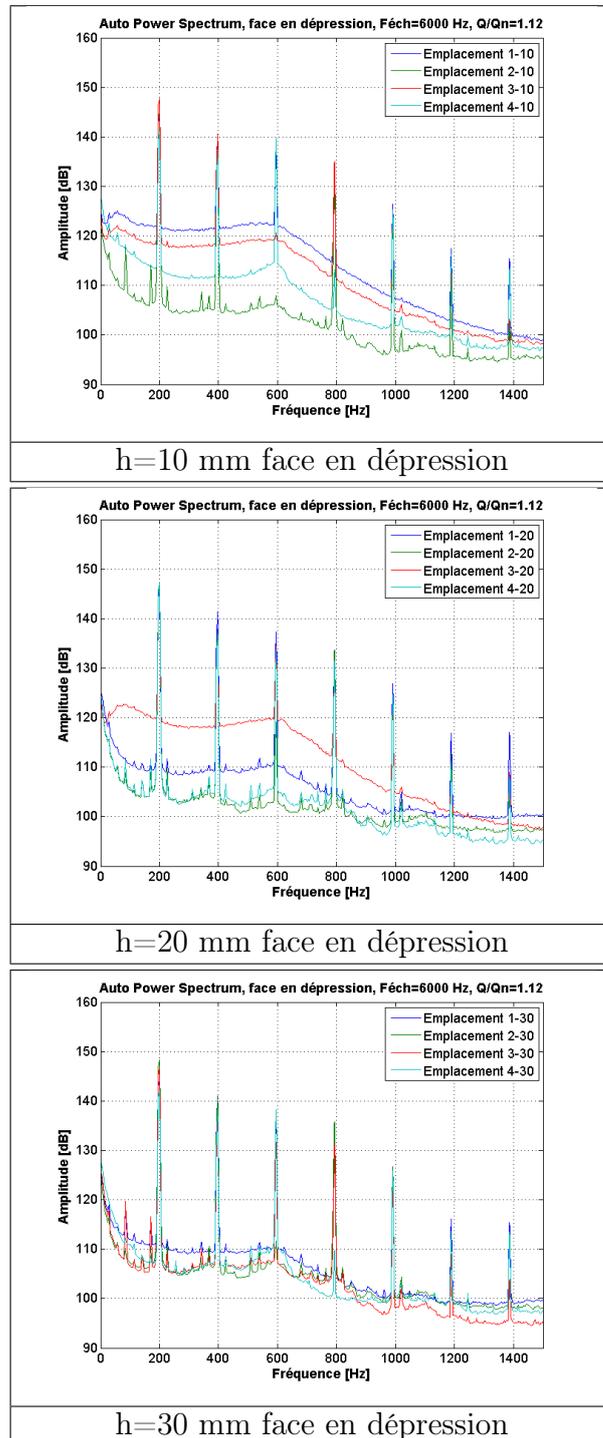


FIGURE F.5 – Auto Spectre en Puissance, $Q/Q_d = 1,13$, face en dépression, pour les différentes hauteurs étudiées

2 Étude des répartitions de pression statique RMS

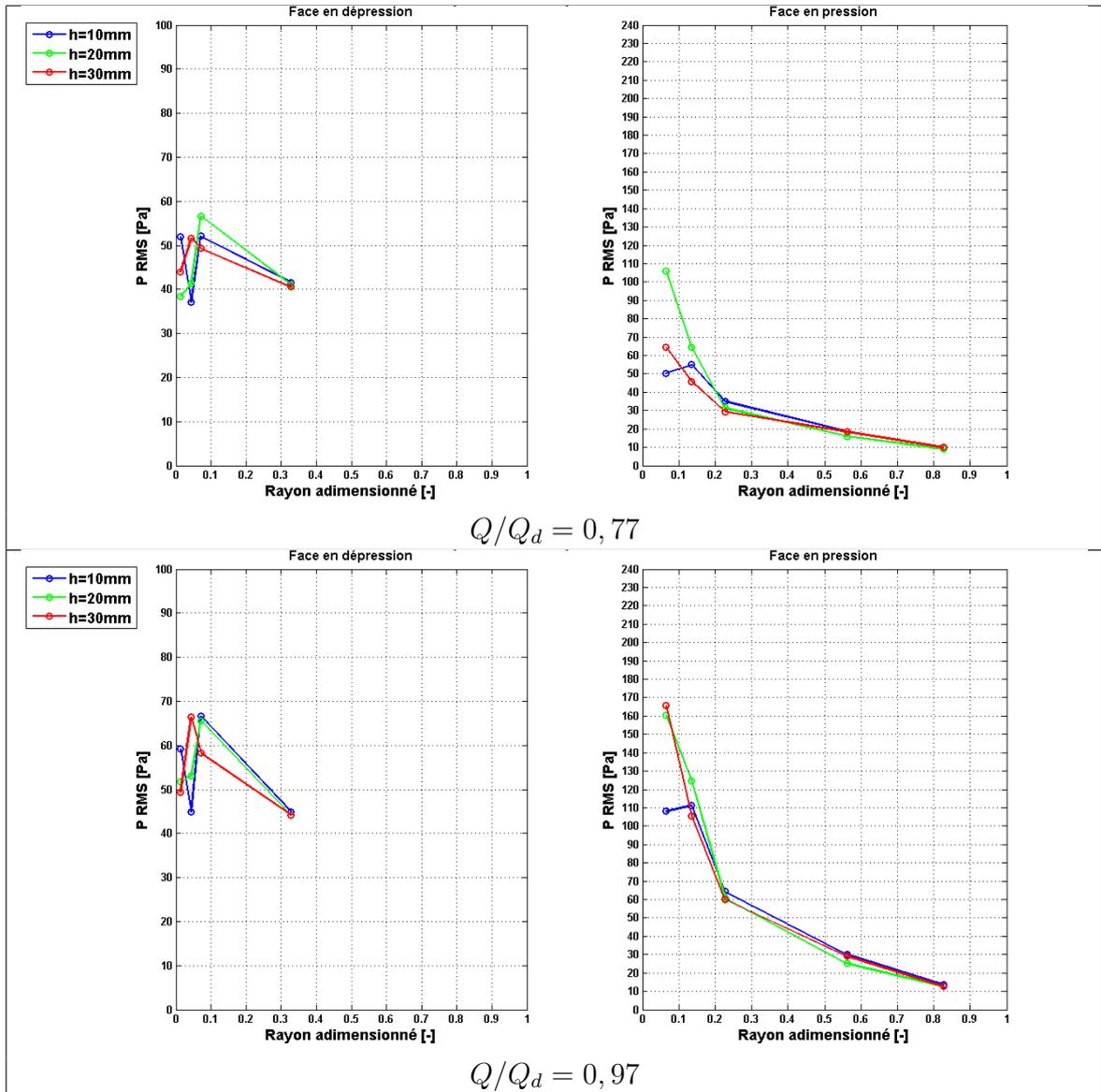


FIGURE F.6 – Répartition de pression statique RMS à $Q/Q_d = 0,77$ et $Q/Q_d = 0,97$

3 Cartes de vitesses et de pressions (sonde 3 trous)

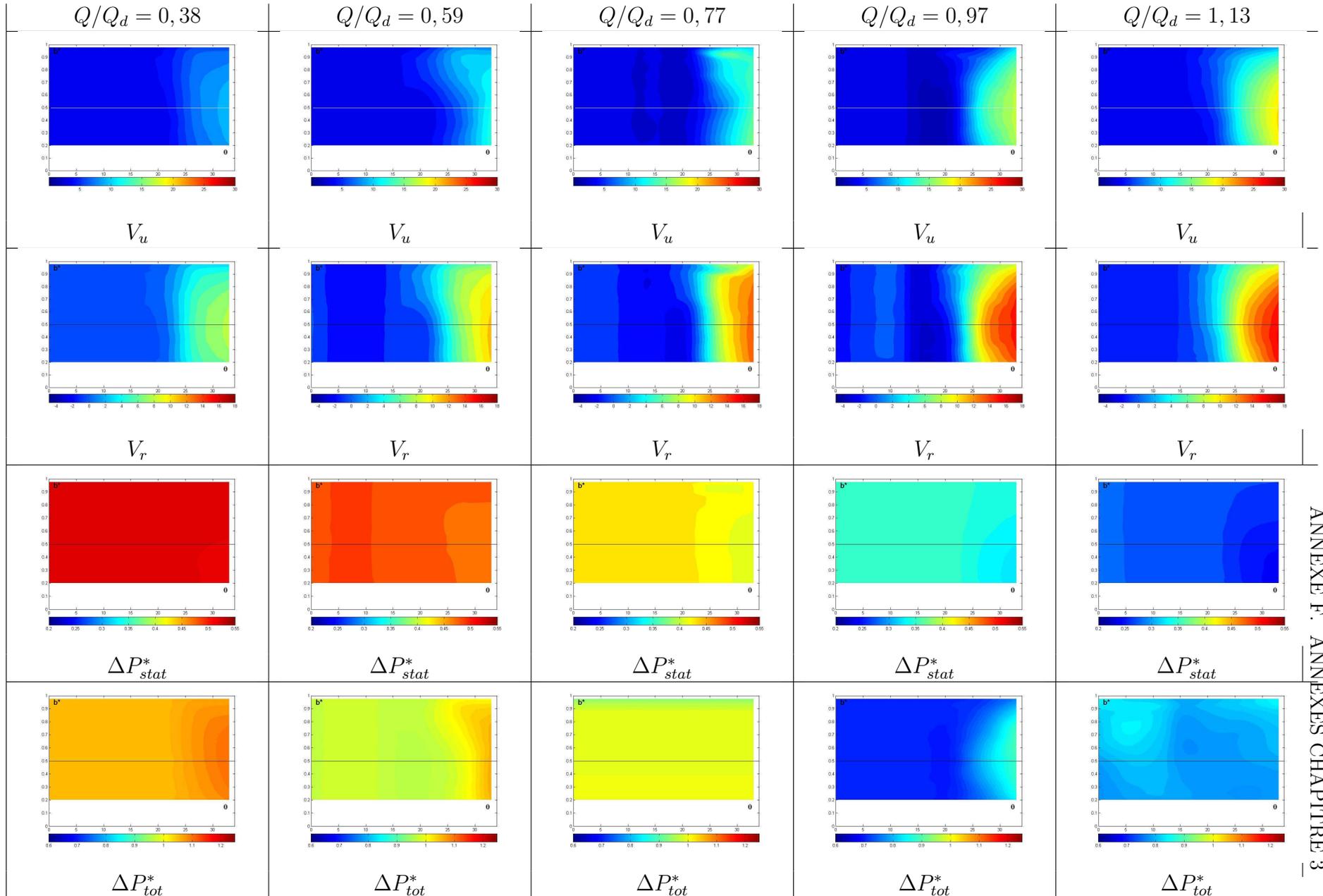
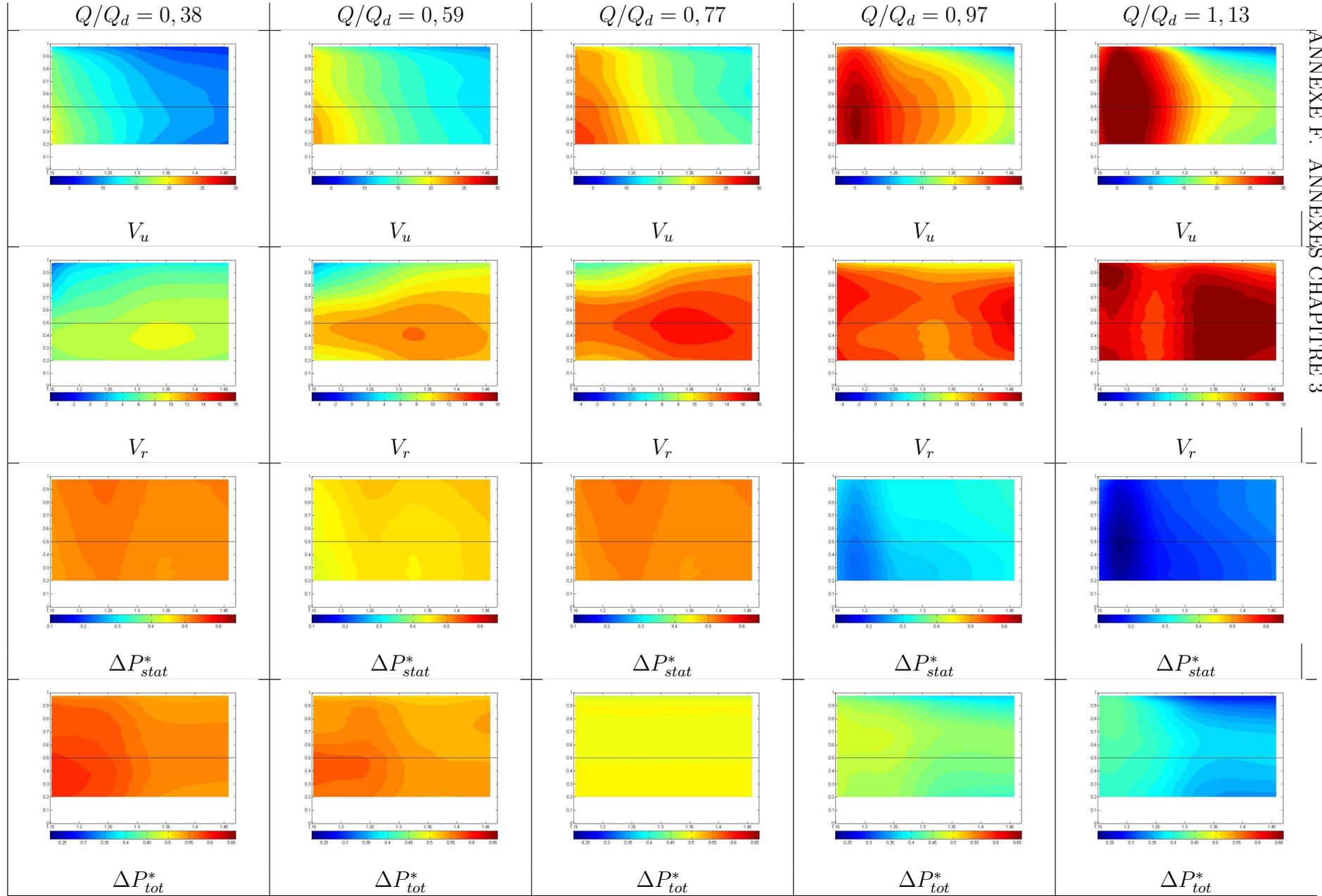


FIGURE F.7 – Comparaisons en sortie du diffuseur pour : V_r , V_u , ΔP^*_{stat} , ΔP^*_{tot} et l'ensemble de débits étudiés.

FIGURE F.8 – Comparaisons dans l'inter-canal pour : V_r , V_u , ΔP^*_{stat} , ΔP^*_{tot} et l'ensemble de débits étudiés.

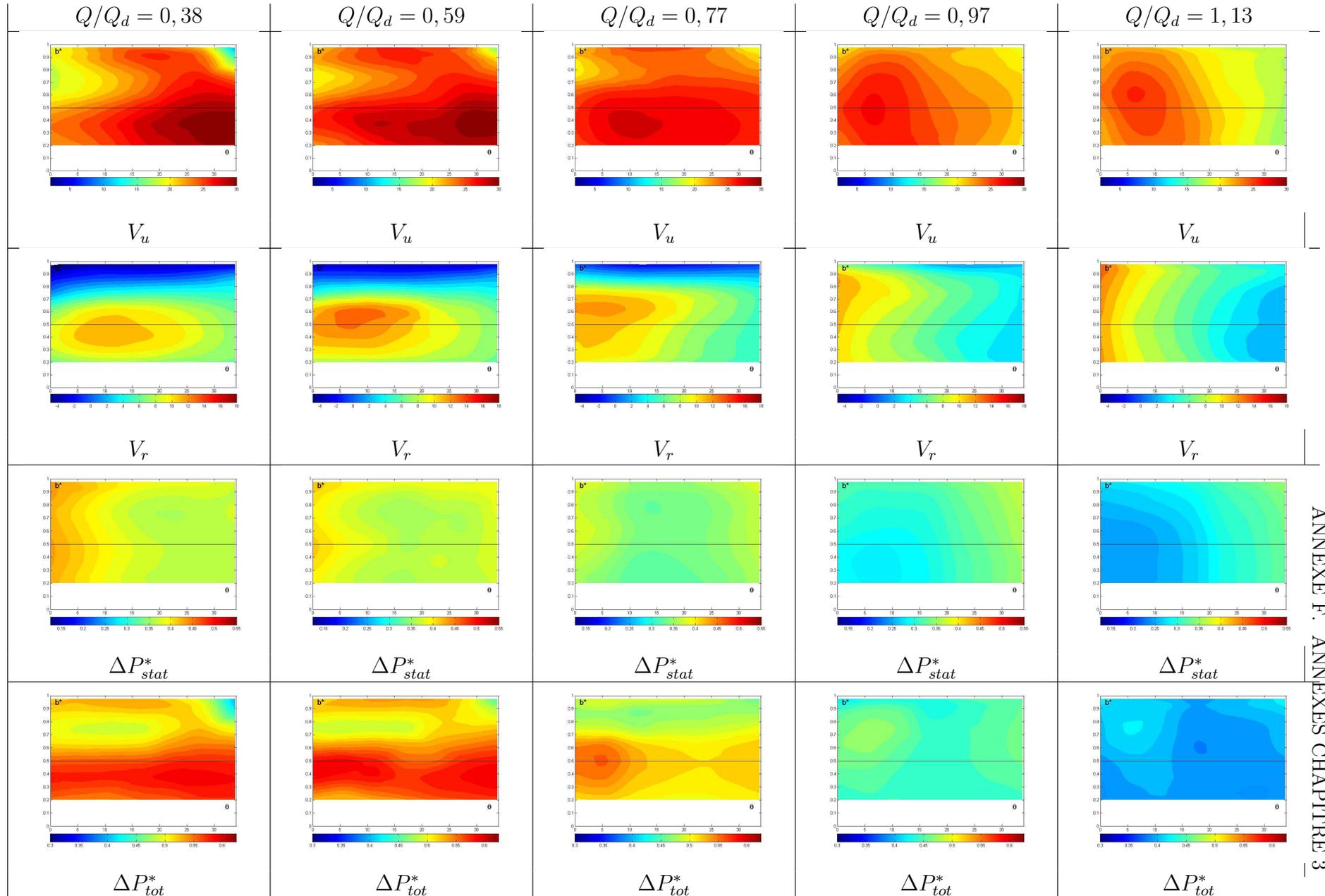


FIGURE F.9 – Comparaisons en entrée du diffuseur pour : V_r , V_u , ΔP^*_{stat} , ΔP^*_{tot} et l'ensemble de débits étudiés.

Annexe G

Annexes Chapitre 4

1 Comparaison de spectres entre cas sans contrôle et cas contrôlé

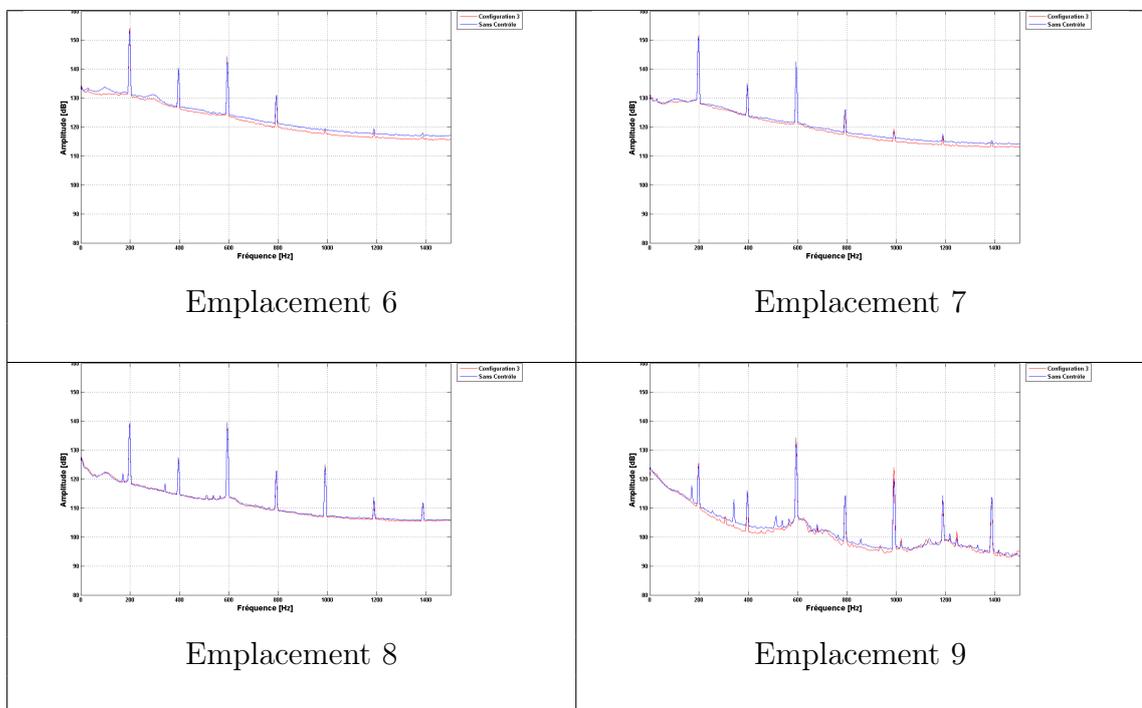


FIGURE G.1 – Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 10$ mm

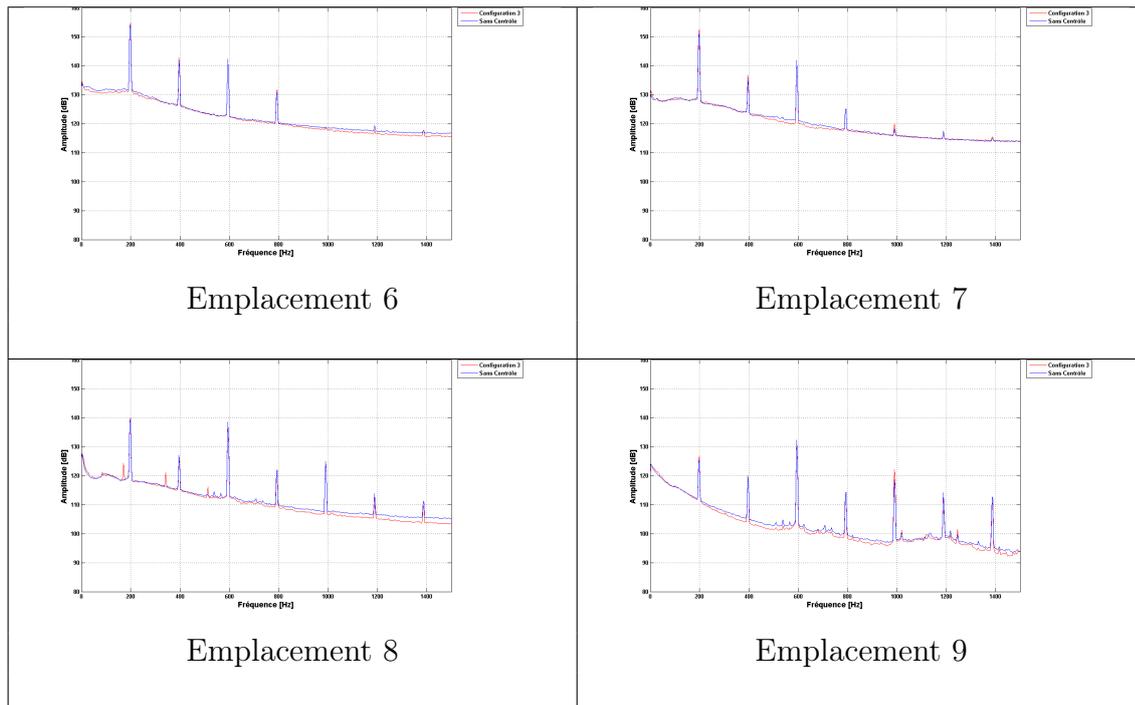


FIGURE G.2 – Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 20$ mm

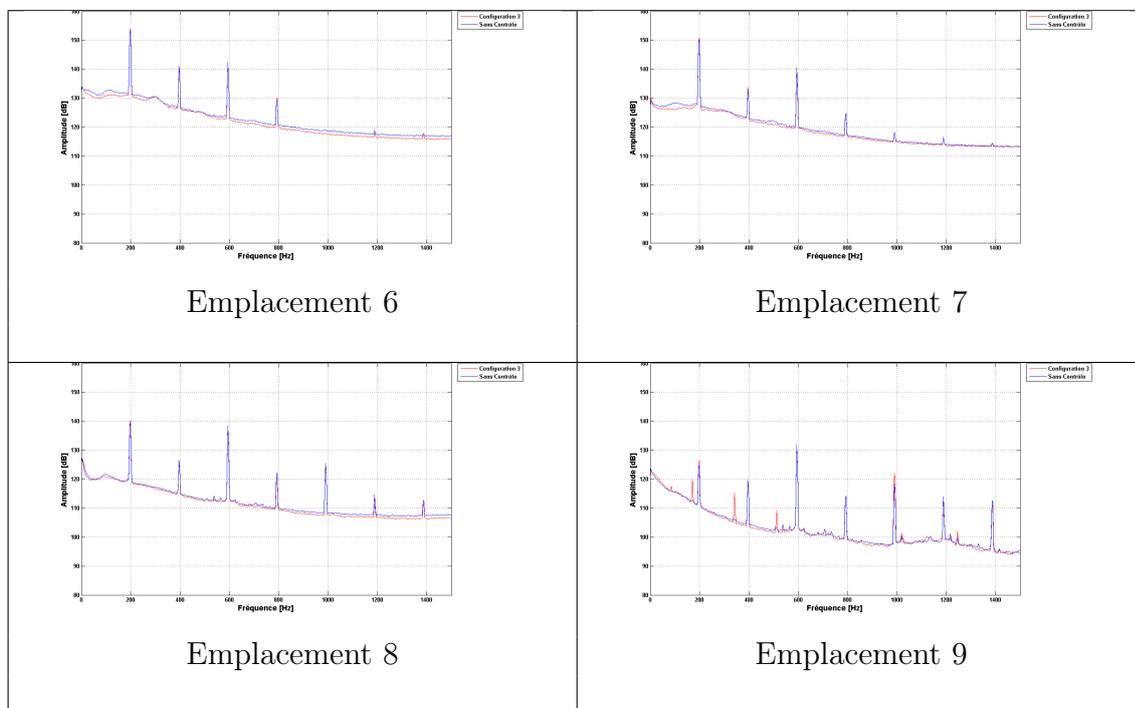


FIGURE G.3 – Comparaison des spectres entre la configuration 3 et le cas sans contrôle, $h = 30$ mm

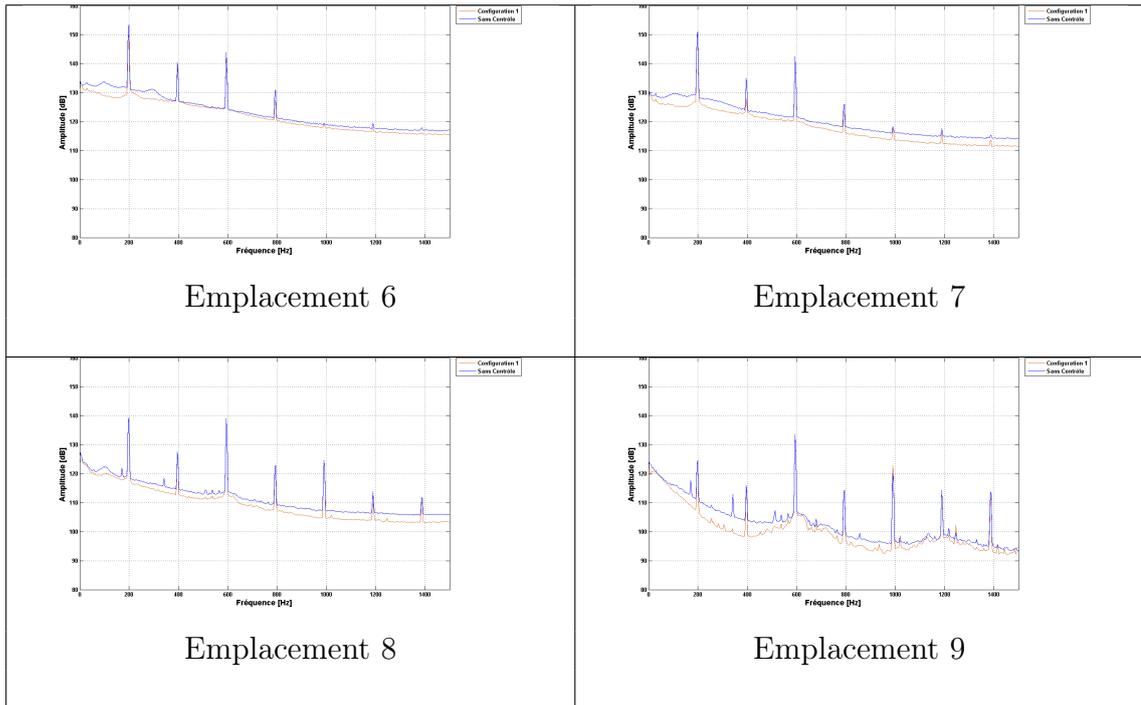


FIGURE G.4 – Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 10$ mm

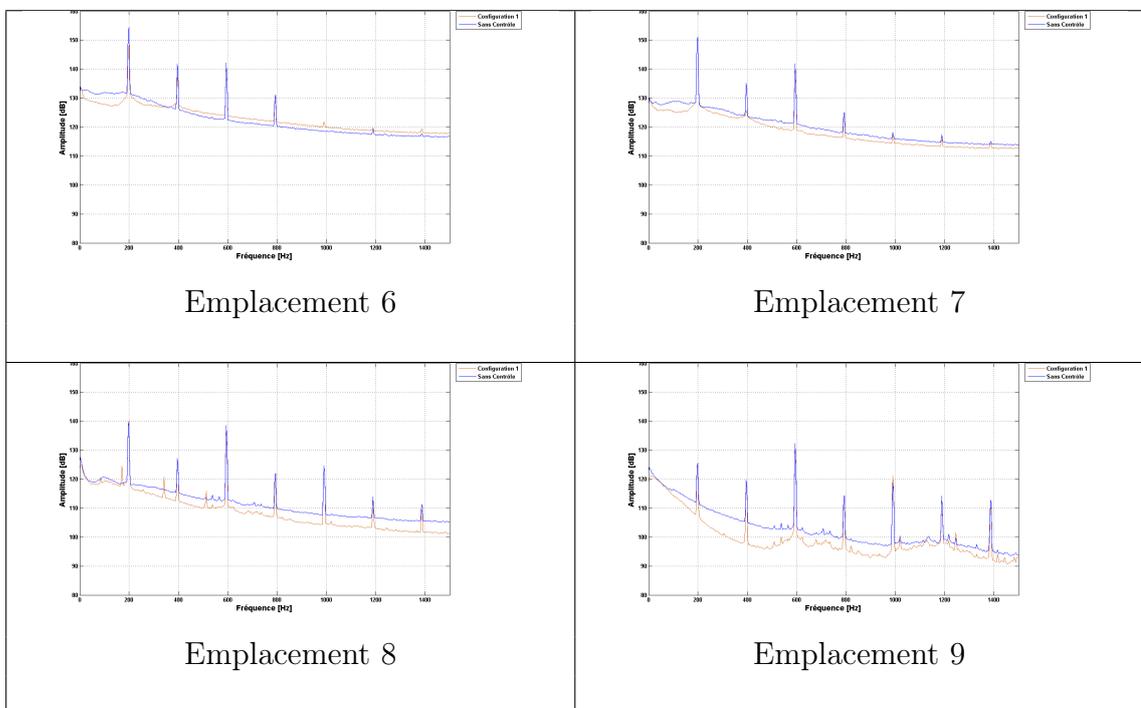


FIGURE G.5 – Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 20$ mm

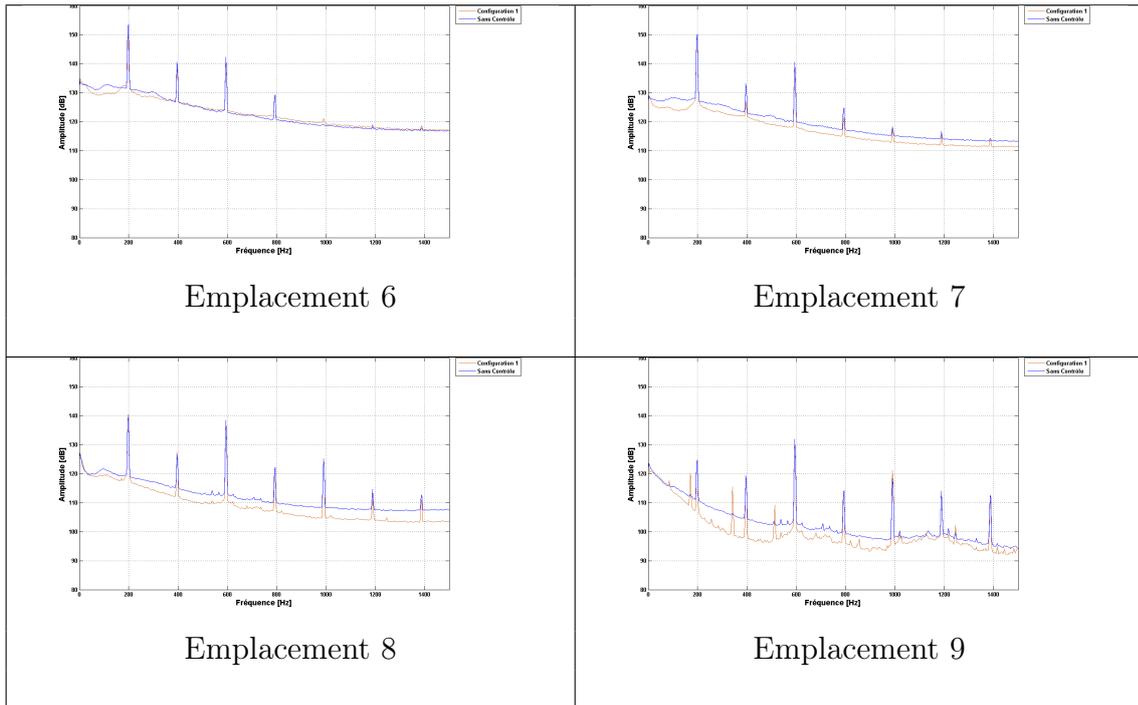


FIGURE G.6 – Comparaison des spectres entre la configuration 1 et le cas sans contrôle, $h = 30$ mm

Contrôle du décollement dans un diffuseur aubé de turbomachine centrifuge

L'amélioration de la performance des turbomachines fonctionnant loin de leur point d'adaptation passe par la maîtrise des phénomènes instationnaires qui se produisent dans ces différents organes. L'étude présentée ici se concentre sur les interactions entre une roue de ventilateur centrifuge et son diffuseur. Elle vise, par des mesures de pression sur les différentes parois du diffuseur, ainsi que par des sondages dans les canaux inter-aubages à analyser finement ces phénomènes instationnaires et notamment les décollements fluctuants apparaissant sur les aubes à sur débit, et à mesurer leur influence sur la performance du diffuseur. Dans un second temps, un dispositif de contrôle passif de ces décollements utilisant des générateurs de vortex est proposé. Plusieurs configurations sont testées et leurs résultats sont comparés.

Mots-clés : ventilateur centrifuge, diffuseur aubé, décollement, contrôle

Detachment control in a vaned diffuser of a centrifugal fan

The performance improvement of turbomachinery operating at off-design conditions can be achieved by the understanding of unsteady phenomena which are occurring in its components. The present study is focussing on the interaction between a centrifugal impeller fan and its vaned diffuser. It aims at analysing precisely these unsteady phenomena (and especially the fluctuating separated region identified on the vanes wall) and their consequences on the diffuser performance by three holes probe and unsteady pressure measurements. In a second step, devices for a passive control of the separation are introduced. Several configurations are tested and their results are compared.

Keywords : centrifugal fan, vaned diffuser, separation, flow control