

# Table des matières

<b>Table des matières</b>	<b>iii</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>viii</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>xiii</b>
<b>Liste des algorithmes</b>	<b>xv</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 Généralités sur les hydroliennes</b>	<b>4</b>
1.1 Introduction . . . . .	4
1.2 Énergies renouvelables marines et fluviales . . . . .	5
1.2.1 Ressources énergétiques marines . . . . .	5
1.2.2 Énergie des courants marins . . . . .	5
1.2.3 Énergie des courants fluviaux . . . . .	8
1.3 Revue littérature des hydroliennes . . . . .	8
1.3.1 Historique de l'hydrolienne . . . . .	8
1.3.2 Technologies des hydroliennes . . . . .	9
1.3.3 Potentiel de la ressource hydrolienne . . . . .	11
1.4 Avantages et inconvénients des hydroliennes . . . . .	13
1.4.1 Comparaison des hydrolienne et éolienne . . . . .	13
1.4.2 Comparaison des hydroliennes à axes horizontal et vertical . . . . .	15
1.5 Paramètres caractéristiques d'une hydrolienne à axe vertical . . . . .	16
1.5.1 Paramètres hydrodynamiques . . . . .	16

1.5.2	Paramètres géométriques . . . . .	19
1.6	Hydroliennes à axe vertical . . . . .	22
1.6.1	Principe de fonctionnement d'une hydrolienne . . . . .	22
1.6.2	Référentiels et orientation utilisés . . . . .	23
1.6.3	Caractéristiques hydrodynamiques des hydroliennes . . . . .	24
1.7	Analyse physique des hydroliennes à axe vertical . . . . .	31
1.7.1	Distribution du coefficient de puissance . . . . .	31
1.7.2	Analyse de démarrage de l'hydrolienne . . . . .	32
1.7.3	Décrochage dynamique . . . . .	33
1.8	Conclusion . . . . .	34
<b>2</b>	<b>Modélisation numérique d'une hydrolienne à axe vertical</b>	<b>35</b>
2.1	Introduction . . . . .	35
2.2	Modélisation de la ressource . . . . .	36
2.3	Théorie du disque actuateur et limite de Betz . . . . .	38
2.3.1	Description du modèle . . . . .	38
2.3.2	Équation de continuité . . . . .	39
2.3.3	Bilan de quantité de mouvement . . . . .	39
2.3.4	Coefficients de puissance et de poussée . . . . .	41
2.3.5	Limite de BETZ . . . . .	42
2.4	Formule empirique de Glauert . . . . .	43
2.5	Théorie de deux disques actuateurs . . . . .	44
2.6	Modèle à un tube de courant . . . . .	45
2.7	Modèle à tubes de courants multiples . . . . .	46
2.7.1	Principe du modèle à tubes de courants multiples . . . . .	46
2.7.2	Modèle hydrodynamique des tubes de courants multiples . . . . .	47
2.8	Modèle à tubes de courants multiples et deux disques . . . . .	49
2.9	Algorithme de calcul des facteurs d'interférence . . . . .	54
2.10	Évaluation des performances . . . . .	55
2.11	Conclusion . . . . .	56

<b>3</b>	<b>Simulation de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales droites</b>	<b>58</b>
3.1	Introduction . . . . .	58
3.2	Paramètres numériques utilisés . . . . .	59
3.3	Évolutions des coefficients de puissance et de couple . . . . .	60
3.3.1	Coefficient de puissance . . . . .	60
3.3.2	Coefficient de couple . . . . .	61
3.4	Influence de la solidité . . . . .	62
3.5	Influence de nombre des pales . . . . .	64
3.6	Influence de la vitesse du fluide . . . . .	65
3.7	Influence de l'angle de calage . . . . .	67
3.8	Performance de la turbine pour pale symétrique . . . . .	71
3.9	Effets des profils de pales symétriques d'un rotor d'hydrolienne . . . . .	73
3.10	Conclusion . . . . .	75
<b>4</b>	<b>Analyse de l'hydrolienne à axe vertical avec des pales hélicoïdales</b>	<b>76</b>
4.1	Introduction . . . . .	76
4.2	Géométrie d'une hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	77
4.3	Paramètres géométriques de l'hydrolienne . . . . .	78
4.3.1	Profil de pales de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	78
4.3.2	Solidité et allongement d'une pale . . . . .	79
4.3.3	Nombre de pales . . . . .	79
4.3.4	Angle de couverture circonférentielle . . . . .	80
4.3.5	Angle d'inclinaison de pales . . . . .	81
4.4	Modélisation des performances de l'hydrolienne . . . . .	81
4.5	Résultats des simulations . . . . .	84
4.5.1	Description de l'hydrolienne . . . . .	85
4.5.2	Évaluation des performances . . . . .	86
4.5.3	Comparaison des pales hélicoïdales et droites . . . . .	88
4.5.4	Effet de l'angle de l'inclinaison . . . . .	89
4.5.5	Influence de l'angle de couverture circonférentielle . . . . .	91

4.6	Influence de la solidité et du nombre de pales . . . . .	93
4.7	Effet de la hauteur de la turbine . . . . .	95
4.8	Conclusion . . . . .	96
<b>5</b>	<b>Optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par PSO</b>	<b>98</b>
5.1	Introduction . . . . .	98
5.2	Problème d'optimisation . . . . .	99
5.2.1	Formulation du problème d'optimisation . . . . .	99
5.2.2	Méthodes d'optimisation . . . . .	100
5.2.3	Méthodes exactes . . . . .	100
5.2.4	Optimisation difficile . . . . .	100
5.2.5	Algorithmes d'optimisation approchée . . . . .	101
5.3	Optimisation par essaim de particules . . . . .	102
5.3.1	Principe général . . . . .	102
5.3.2	Formalisation mathématiques de PSO . . . . .	103
5.4	Algorithme d'optimisation par essaim de particules . . . . .	105
5.5	Paramètres de l'algorithme de PSO . . . . .	105
5.5.1	Nombre de particules . . . . .	106
5.5.2	Nombre d'itérations . . . . .	106
5.5.3	Coefficient d'inertie . . . . .	106
5.5.4	Confinement des particules . . . . .	107
5.5.5	Coefficient de constriction . . . . .	107
5.5.6	Topologie du voisinage . . . . .	108
5.6	Validation de l'algorithme de PSO . . . . .	108
5.7	Extension de PSO à l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical . . . . .	111
5.7.1	Problématique à étudier . . . . .	111
5.7.2	Fonction objectif de l'optimisation de l'hydrolienne . . . . .	112
5.7.3	Optimisation de l'hydrolienne par PSO . . . . .	113
5.8	Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne . . . . .	113
5.9	Application de PSO à l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites . . . .	116

5.9.1	Paramétrage . . . . .	116
5.9.2	Résultats numériques et analyse . . . . .	117
5.9.3	Évaluation des performances de l'hydrolienne à pales droites . . . . .	119
5.10	Application de PSO à l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	121
5.10.1	Présentation d'une solution . . . . .	121
5.10.2	Paramétrage . . . . .	121
5.10.3	Résultats et discussion de l'optimisation . . . . .	122
5.10.4	Évaluation des performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	124
5.11	Conclusion . . . . .	126
<b>6</b>	<b>Optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par l'algorithme génétique</b>	<b>127</b>
6.1	Introduction . . . . .	127
6.2	Concepts de base des algorithmes génétiques . . . . .	128
6.3	Structure de l'algorithme génétique . . . . .	129
6.3.1	Codage des paramètres . . . . .	130
6.3.2	Génération de la population initiale . . . . .	133
6.3.3	Évaluation de la fonction d'adaptation . . . . .	133
6.3.4	Sélection de parents . . . . .	133
6.3.5	Croisement . . . . .	136
6.3.6	Mutation . . . . .	137
6.3.7	Insertion . . . . .	139
6.3.8	Critère d'arrêt et convergence . . . . .	139
6.4	Vérification et validation des algorithmes génétiques . . . . .	140
6.5	Extension de l'algorithme génétique à l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical . . . . .	143
6.5.1	Problématique étudié . . . . .	143
6.5.2	Présentation d'un individu . . . . .	144
6.5.3	Codage des solutions . . . . .	145
6.5.4	Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne . . . . .	145
6.6	Application de l'algorithme génétique à l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites . . . . .	147

6.6.1	Paramétrage de l'algorithme génétique . . . . .	147
6.6.2	Résultats expérimentaux et discussions de l'optimisation . . . . .	148
6.6.3	Analyse des performances de l'hydrolienne . . . . .	150
6.7	Application de l'algorithme génétique à l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	151
6.7.1	Paramétrage . . . . .	151
6.7.2	Résultats et discussions de l'optimisation . . . . .	152
6.7.3	Analyse des performances de l'hydrolienne . . . . .	154
6.8	Comparaison de résultats de l'optimisation des hydroliennes . . . . .	156
6.8.1	Comparaison des performances entre les algorithmes PSO et AG . . . . .	156
6.8.2	Comparaison des performances des hydroliennes . . . . .	158
6.9	Conclusion . . . . .	159
	<b>Conclusion générale</b>	<b>161</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>165</b>
	<b>A Formulation théorique des équations de la mécanique des fluides</b>	<b>174</b>
A.1	Rappels des équations de Navier-Stokes . . . . .	174
A.2	Équations de Navier-Stokes moyennées . . . . .	175
	<b>B Coefficients hydrodynamiques des profils NACA 4chiffres</b>	<b>177</b>
	<b>C Technologies des EMR</b>	<b>181</b>
	<b>Liste des publications</b>	<b>183</b>

# Liste des figures

1.1 Répartition dans le monde les courants océaniques. Courants chauds en rouge, froids en bleu (Ipcc et al., 2011) . . . . .	6
1.2 Effet de la Lune sur les marées (O'Rourke et al., 2010) . . . . .	6
1.3 Turbines brevetés par G. Darrieus (Darrieus, 1931) . . . . .	9
1.4 Classement des principales technologies des hydroliennes (Khan et al., 2009)	10
1.5 Hydroliennes à axes de rotation horizontal et vertical (Khan et al., 2009) .	10
1.6 Dispositifs originaux des hydroliennes (Dellinger, 2011) . . . . .	11
1.7 Modèle de tube de courant unidirectionnel . . . . .	11
1.8 Évolution de la puissance disponible pour l'eau douce et l'eau de mer . . .	12
1.9 Comparaison d'une hydrolienne avec une éolienne pour une même puissance de 50 [kW](Andreica, 2009) . . . . .	14
1.10 Influence du nombre de Reynolds sur les performances de la turbine à solidité constant (Shiono et al., 2000) . . . . .	17
1.11 Caractéristiques géométriques d'un profil hydrodynamique . . . . .	20
1.12 Différents types de profil existant (Amet, 2009) . . . . .	20
1.13 Profils symétriques NACA 0012, 0015 et 0018 . . . . .	21
1.14 Évolution de $C_L$ et de $C_D$ en fonction de l'angle d'incidence et du nombre de Reynolds à $5 \cdot 10^5$ pour un profil NACA0018 . . . . .	21
1.15 Forces hydrodynamiques agissant sur le profil d'une pale . . . . .	22
1.16 Schéma du triangle des vitesses, des forces et des différents repères . . . .	23
1.17 Distribution de la vitesse relative adimensionnée . . . . .	25
1.18 Évolution du triangle des vitesses (Zanette, 2010) . . . . .	25
1.19 Variation de l'angle d'attaque sur un tour pour différentes valeurs du paramètre d'avance $\lambda$ et $\alpha_{décrochage} = 12^\circ$ . . . . .	27

1.20	Évolution des forces engendrées sur la pale (Zanette, 2010) . . . . .	28
1.21	Surface de référence balayée par les pales . . . . .	30
1.22	Évolution typique du coefficient de puissance moyen en fonction du paramètre d'avance . . . . .	31
1.23	Analyse bi-dimensionnelle des zones motrices et de freinage dans une turbine hydrolienne à axe vertical . . . . .	32
1.24	Écoulement tourbillonnaire dans une turbine Darrieus . . . . .	33
2.1	Variation de la vitesse du courant avec la profondeur . . . . .	36
2.2	Variation mensuelle de la vitesse de l'eau dans un canal (Maganga, 2011) . . . . .	37
2.3	Modélisation du rotor hydrolien par un disque actif . . . . .	38
2.4	Variation des coefficients de puissance $C_P$ et de poussée $C_T$ en fonction du facteur d'interférence $a$ . . . . .	42
2.5	Correction de Glauert . . . . .	43
2.6	Modèle de turbine à deux disques actuateurs . . . . .	44
2.7	Modèle à un tube de courant . . . . .	45
2.8	Schéma de principe des tubes de courant multiples . . . . .	47
2.9	Modèle à tubes de courant multiples à un disque actuateur . . . . .	47
2.10	Développement des modèles à tube de courant . . . . .	50
2.11	Modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs (vu de dessus) . . . . .	50
2.12	Différentes vitesses dans un tube de courant à deux actionneurs . . . . .	52
3.1	Présentation de l'hydrolienne à axe vertical avec 5 pales . . . . .	60
3.2	Évolution du coefficient de puissance en fonction de la paramètre d'avance . . . . .	61
3.3	Évolution angulaire du coefficient de couple de l'hydrolienne pour un paramètre d'avance optimal . . . . .	62
3.4	Performances d'une hydrolienne pour plusieurs solidités (nombre de pales varie de 2 à 12) . . . . .	63
3.5	Performances d'une hydrolienne pour différentes solidités (cordes 0.05 – 0.10 – 0.15 – 0.20 – 0.25 m) . . . . .	64
3.6	Performances des hydroliennes à pales droites pour différents nombre de pales ( $C = 100 \text{ mm}$ ; $U_\infty = 1.5 \text{ m/s}$ ; $R = 1000 \text{ mm}$ ) . . . . .	65
3.7	Allures des coefficients de puissances ( $C_P$ ) pour différentes vitesses de l'eau . . . . .	66



3.8	Courbes de puissance extraite en fonction des vitesses de l'écoulement . . .	66
3.9	Représentation des repères de coordonnées associés à l'hydrolienne à axe vertical et l'angle de calage des pales . . . . .	67
3.10	Évolution des coefficients de puissance pour différents angles de calage . .	69
3.11	Illustration des pales pour la référence de calage ( $\beta = 90^\circ$ ) . . . . .	70
3.12	Évolution du coefficient de puissance avec angle de calage nul . . . . .	71
3.13	Évolution de coefficient de puissance pour profil symétrique . . . . .	72
3.14	Évolution de coefficient de couple pour profil symétrique à $\lambda_{opt} = 3.40$ . .	72
3.15	Comparaison des coefficients de puissance de cinq types de pale . . . . .	74
3.16	Coefficient du couple pour les cinq profils de pale NACA . . . . .	74
4.1	Géométrie d'une hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	77
4.2	Coefficient de portance pour le profil NACA0018, avec le nombre de Reynolds entre $10^4$ et $5 \cdot 10^6$ (Klimas & Worstell, 1981) . . . . .	78
4.3	Angle de couverture circonférentielle d'une pale . . . . .	80
4.4	Angle d'inclinaison de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	81
4.5	Aperçu des triangles de vitesses et de force de portance d'une pale hélicoïdale (vue de dessus) . . . . .	82
4.6	Modélisation d'une pale hélicoïdale en pale droite équivalente . . . . .	83
4.7	Hydroliennes à flux transverse avec trois pales (Tsai & Chen, 2014) . . . .	85
4.8	Performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	87
4.9	Performances d'hydroliennes avec de pales hélicoïdales et pales droites . . .	89
4.10	Performances d'hydroliennes pour différents angles d'inclinaison . . . . .	90
4.11	Performances d'hydroliennes pour différents angles de couverture circonférentielle . . . . .	92
4.12	Performances d'hydroliennes pour différents solidités . . . . .	94
4.13	Performances d'hydroliennes pour différentes hauteurs de l'hydrolienne . .	96
5.1	Optimum global et optimums locaux . . . . .	102
5.2	Déplacement d'une particule . . . . .	103
5.3	Types de topologie pour un essai de particules (Craciun, 2010) . . . . .	108
5.4	Représentation des deux fonctions tests à deux dimensions . . . . .	109

5.5	Courbe de convergence de l'algorithme de PSO pour les deux fonctions tests	110
5.6	Courbe de convergence de l'optimum local $\vec{P}_{best_i}$	111
5.7	Paramètres géométriques d'une hydrolienne à axe vertical	112
5.8	Structure d'une particule	114
5.9	Synoptique d'optimisation de l'hydrolienne par PSO	115
5.10	Convergence du coefficient de puissance	119
5.11	Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales droites au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée	120
5.12	Rosace du coefficient du couple moyen de l'hydrolienne à pales droites au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée	120
5.13	Convergence du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales hélicoïdales	124
5.14	Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales hélicoïdales au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée	125
5.15	Rosace du coefficient du couple moyen de l'hydrolienne à pales hélicoïdales au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée	125
6.1	Notations utilisés pour l'algorithme génétique	129
6.2	Sélection par roulette. Les individus ayant les secteurs les plus grands possèdent donc plus de chance d'être sélectionnés. Les pourcentages représentent la part des individus dans le total des fitness, par exemple l'individu #5 représente 45% de ce total.	134
6.3	Sélection par tournoi. Trois individus (deux en gris et un en noir) sont présélectionnés pour concourir entre eux : l'individu vainqueur (noir) sera celui sélectionné.	135
6.4	Sélection par méthode SUS, $P_{SIZE} = 6$ et $N_{SEL} = 4$	135
6.5	Croisement en 1-point de deux chromosomes	136
6.6	Croisement en 2-points de deux chromosomes	137
6.7	Mutation : opérateur d'insertion	138
6.8	Mutation : opérateur d'échange	138
6.9	Mutation : opérateur de <i>swap</i>	138

6.10	Représentation des fonctions Sphère (a) et Rosenbrock (b)	141
6.11	Convergence de l'algorithme génétique pour les fonctions tests	142
6.12	Illustration d'une hydrolienne à axe vertical	143
6.13	Illustration chromosomique d'un individu	145
6.14	Passage d'un paramètre en code gray	145
6.15	Synoptique d'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par AG	146
6.16	Évolution du <i>fitness</i> de l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites	149
6.17	Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales droites au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt}$ )	150
6.18	Rosace du coefficient du couple de l'hydrolienne au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt}$ )	151
6.19	Évolution du <i>fitness</i> de l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales	154
6.20	Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales hélicoïdales	155
6.21	Rosace du coefficient de couple de l'hydrolienne à pales hélicoïdales, au paramètre d'avance optimal	155
6.22	Caractéristique de convergence de AG et PSO	157
6.23	Coefficients de puissance pour les deux hydroliennes optimisées par algorithme génétique et optimisation par essaim de particules,	158
6.24	Coefficients de couple sur un tour pour les deux hydroliennes optimisées par algorithme génétique et optimisation par essaim de particules	159
B.1	Profils hydrodynamiques des pales NACA 0012/15/18/21/25	178
C.1	Maturité de technologies des EMR (Myeck, 2013)	181

# Liste des tableaux

1.1	Paramètres caractéristiques du vent et de l'eau . . . . .	13
3.1	Récapitulatif des conditions de simulation pour la turbine hydrolienne . . .	59
3.2	Coefficients de puissance moyens par rapport au calage des pales . . . . .	70
4.1	Description générale des hydroliennes à axe vertical et à axe hélicoïdale . .	86
4.2	Principales dimensions d'hydrolienne pour $\delta = 35^\circ, 43.7^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ . . . . .	90
5.1	Paramètres des fonctions utilisées et résultats de l'optimisation . . . . .	110
5.2	Valeurs des paramètres de PSO appliquées à l'hydrolienne à pales droites .	117
5.3	Résultats obtenus par PSO pour l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites . . . . .	118
5.4	Valeurs optimales des paramètres obtenues par PSO . . . . .	119
5.5	Valeurs des paramètres de PSO appliquées à l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	122
5.6	Résultats obtenus par PSO pour l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical avec pales hélicoïdales . . . . .	123
5.7	Valeurs optimales des paramètres de l'hydrolienne à pales hélicoïdales obtenues par PSO . . . . .	123
6.1	Code binaire et code Gray sur 4 bits . . . . .	132
6.2	Résultats des simulations de l'optimisation des fonctions tests par AG . . .	141
6.3	Solutions optimales de l'optimisation par AG . . . . .	142
6.4	Valeurs des paramètres de l'algorithme génétique appliquées à l'hydrolienne à pales droites . . . . .	147
6.5	Résultats de l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par l'algorithme génétique . . . . .	148

6.6	Valeurs optimales des paramètres obtenues par AG . . . . .	149
6.7	Valeurs des paramètres de l'algorithme génétique appliquées à l'hydrolienne à pales hélicoïdales . . . . .	152
6.8	Résultats de l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales par l'algo- rithme génétique . . . . .	153
6.9	Valeurs optimales des paramètres de l'hydrolienne à pales hélicoïdales ob- tenues par l'algorithme génétique . . . . .	154
6.10	Comparaison des résultats obtenus par les algorithmes : AG et PSO . . . .	157
B.1	Coefficients hydrodynamiques de profil NACA0012 pour $Re = 5E6$ . . . .	178
B.2	Coefficients hydrodynamiques des profils NACA0015/18 pour $Re = 5E6$ . .	179
B.3	Coefficients hydrodynamiques des profils NACA0021/25 pour $Re = 5E6$ . .	180

# Liste des algorithmes

2.1	Algorithme de calcul des facteurs d'inductions axiales . . . . .	54
5.1	Algorithme d'optimisation par essaim particulaire . . . . .	105
5.2	Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne par PSO . . . . .	114
6.1	Structure générale de l'algorithme génétique . . . . .	130
6.2	Pseudo-code de l'algorithme génétique permettant la maximisation de l'hydrolienne . . . . .	146

# Nomenclature

## Symboles

$a$	Facteur d'induction axial	—
$a_{u/d}$	Facteur d'induction amont / aval du disque	—
$AR$	Allongement d'une pale	—
$B$	Nombre de pales	—
$C$	Corde des profils	$m$
$C_L$	Coefficient de portance	—
$C_D$	Coefficient de traînée	—
$C_{t/n}$	Coefficient d'effort tangent / normal	—
$C_P$	Coefficient de puissance	—
$C_{Popt}$	Coefficient de puissance optimal	—
$C_{T/Q}$	Coefficient de couple (moment)	—
$d$	Diamètre d'une turbine hydrolienne	$m$
$F_r$	Nombre de Froude	—
$H$	Hauteur de la turbine	$m$
$N$	Nombre de particules des essaims	—
$N_\theta$	Nombre de tubes des courants	—
$Max_{iter}$	Nombre maximum d'itérations	—
$P_{mut}$	Probabilité de mutation	—
$P_{cross}$	Probabilité de croisement	—
$P_{hydro}$	Puissance hydrodynamique	$w$
$P_{SIZE}$	Taille de la population (nombre d'individus)	—
$R$	Rayon de la turbine	$m$
$Re_{C/\phi}$	Nombre de Reynolds de la pale / machine	—
$S$	Solidité	—
$S_C$	Solidité de profil	—
$S_{REF}$	Surface balayée par la turbine d'hydrolienne	$m^2$
$U_R$	Vitesse d'écoulement à travers le rotor	$m s^{-1}$
$U_W$	Vitesse d'écoulement en aval du rotor	$m s^{-1}$
$U_\infty$	Vitesse d'écoulement en amont non perturbée	$m s^{-1}$
$W$	Vitesse relative perçue par la pale	$m s^{-1}$

$W_{u/d}$	Vitesse relative amont / aval du disque	$m s^{-1}$
$x_{optimale}$	Solution optimale de l'optimisation	—
$\alpha$	Angle d'attaque du fluide sur la pale	°
$\beta$	Calage des pales de l'hydrolienne	°
$\delta$	Angle d'inclinaison des pales hélicoïdales	°
$\Delta\theta$	Angle de couverture circonférentielle	°
$\theta$	Position azimutale des pales	°
$\lambda$	Paramètre d'avance de la turbine	—
$\lambda_{opt}$	Paramètre d'avance optimal	—
$\mu$	Viscosité dynamique	$kg m^{-1} s^{-1}$
$\nu$	Viscosité cinématique	$m^2 s^{-1}$
$\rho$	Masse volumique du courant	$kg m^{-3}$
$\phi_{1/2}$	Coefficient d'accélération cognitif / social	—
$\chi$	Coefficient de constriction	—
$\omega$	Vitesse de rotation de l'hydrolienne	$rad s^{-1}$



# Introduction générale

Depuis plusieurs décennies, les problèmes environnementaux provoquant les changements climatiques sont mondialement reconnus. A cet effet, le coût des énergies ainsi que les pollutions diverses doivent être pris en compte à des différents niveaux des dirigeants. De plus, la demande mondiale en énergie augmente de plus en plus, et l'appauvrissement des sources d'énergie fossile dans un avenir proche est prévisible. Le contexte énergétique actuel, caractérisé par l'épuisement inéluctable des réserves des énergies fossiles carbonées, le dérèglement climatique en partie dû à l'émission de gaz à effet de serre et le concept de développement durable, nous pousse à trouver des solutions énergétiques alternatives. Aujourd'hui, la croissance de la demande d'énergie, liée à l'augmentation de la population mondiale, au développement économique des pays émergents et à l'ambition d'un accès universel à l'énergie propre, représente un facteur très important au développement des énergies non fossiles dite renouvelables.

Le développement de l'énergie hydrolienne participe au défi énergétique mondial en venant s'ajouter aux dispositifs de production d'énergies renouvelables existants. Elle consiste à utiliser l'énergie cinétique transportée par les masses d'eau en mouvement. Il est donc avantageux de chercher des sites où les vitesses des courants sont typiquement supérieures à 2 m/s. L'implantation des hydroliennes vise les fleuves, mais également les courants des marées, ou les courants océaniques, en privilégiant des sites pour lesquels la topologie de l'environnement accélère l'écoulement, à savoir les îles, les rétrécissements, la baie, et les estuaires.

Pour des raisons de coûts prohibitifs, l'exploitation des grands courants océaniques n'est pas encore accessible. C'est pourquoi le dispositif de l'hydrolien se positionne tout d'abord sur l'exploitation des courants de marées et des courants fluviaux. De manière générale, les turbines des hydroliennes peuvent être posées directement sur le fond, intégrées à une structure flottante, et intégrées à une structure directement reliée à la berge, dans un cours d'eau.

Dans le cadre du développement durable, de nouvelles solutions de production d'énergie sont développées dans le domaine de l'hydrodynamique. Les dispositifs de récupération d'énergie des vagues, les dispositifs utilisant les courants de marée et les hydroliennes sont actuellement en plein essor. Pour cette dernière catégorie, plusieurs prototypes ont

été élaborés et sont en cours de validation in situ (Turbine Achard, Hydrohelix, Marine Current Turbines). De façon similaire, le secteur des hydroliennes est un secteur en fort développement avec une implication récente des grands industriels. De nombreuses technologies émergent, allant des turbines à axe horizontal aux turbines à flux transverse, aussi appelées turbines à axe vertical.

Les objectifs principaux de cette thèse sont d'évaluer les performances hydrodynamiques des hydroliennes à axe transverse, d'étudier les influences des paramètres géométriques sur ces performances, et d'optimiser la puissance récupérée par les hydroliennes à axe transverse. Cette évaluation quantitative de l'hydrolienne à flux transverse va s'appuyer sur de la modélisation numérique en utilisant une approche exclusivement le modèle à tubes de courants multiples et deux disques actuateurs. La mise en évidence de l'impact des grandeurs géométriques du dispositif permet d'optimiser ou au moins d'améliorer les performances d'hydroliennes. Pour l'optimisation des hydroliennes, nous allons améliorer le rendement hydrodynamique de l'énergie extraite utilisant les méthodes de l'optimisation par essais de particules et l'algorithme génétique. Ces deux méthodes permettent d'estimer les paramètres géométriques optimaux des dispositifs étudiés dans cette thèse. L'hydrolienne étudiée dans cette thèse est un élément constitutif d'un parc d'hydroliennes.

Le travail de thèse présenté dans ce manuscrit est organisé en six chapitres.

Le premier chapitre du manuscrit, à caractère introductif et bibliographique, est consacré à un état de l'art général sur les hydroliennes. Dans la première partie, les énergies marines et fluviales sont rapidement mises à l'accent. Ces hydroliennes sont ensuite étudiées et classées suivant leur technologie et leur mode de récupération d'énergie cinétique des courants. Devant la multiplicité des dispositifs de récupération des énergies marines renouvelables, seuls seront évoqués les hydroliennes à axe vertical développées dans ce chapitre. Dans la deuxième partie, une étude hydrodynamique complète de l'hydrolienne à axe vertical est exposée. Le principe de fonctionnement de l'hydrolienne ainsi que la description géométriques et hydrodynamiques entrant en jeu dans le fonctionnement sont ensuite abordés. Enfin, nous allons analyser les phénomènes physiques limitant le fonctionnement d'une hydrolienne, en particulier, le rendement, le démarrage et le décrochage dynamique.

Le deuxième chapitre présente la modélisation numérique des hydroliennes à flux transverse. L'étude numérique de la turbine est un outil indispensable pour la prédiction des performances et la compréhension des propriétés physiques de l'hydrolienne. Dans un premier temps, la modélisation de la source est présentée. Ensuite, les théories des disques d'actuateurs et la limite de Betz sont développées. Trois méthodes de tubes de courant utilisées habituellement en éolienne sont également exposées dans un second lieu. En particulier, le modèle hydrodynamique à tubes de courants multiples et deux disques d'actuateurs est développé dans le cadre de cette thèse. Ces méthodes sont basées sur la

conservation de la quantité de mouvement.

Les troisième et quatrième chapitres présentent les résultats des simulations numériques des hydroliennes menées au cours de cette thèse. Dans le troisième chapitre, l'analyse des résultats des simulations numériques de l'hydrolienne à pales droites. Les influences des paramètres géométriques sur le comportement d'une turbine sont présentées. Le quatrième chapitre portera sur l'analyse des résultats des simulations numériques de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. En premier lieu, la description de l'hydrolienne à pales hélicoïdales et les paramètres associés sont également exposés. La formulation du coefficient de puissance est également présenté. En second lieu, les effets des différents paramètres géométriques sur les performances de l'hydrolienne à axe vertical avec des pales hélicoïdales sont analysés en détail. Enfin, une comparaison des efforts de traînée et la puissance récupérée entre l'hydrolienne à pales droites et l'hydrolienne à pales hélicoïdales est aussi analysée.

Le cinquième chapitre illustre l'application de la méthode d'Optimisation des Essaims de Particules (OEP, ou PSO en anglais) au problème de récupération de puissance maximale des hydroliennes à axe vertical. Dans la première partie de ce chapitre, nous décrirons en détail l'algorithme proposé. Le but est de montrer la stratégie de recherche des meilleures particules, en considérant les particules comme les solutions du problème étudié. Deux fonctions de test sont utilisées dans ce chapitre et le chapitre suivant, pour mesurer les performances des algorithmes. La deuxième partie de ce chapitre porte sur l'application de PSO au dimensionnement de turbine des hydroliennes à axe vertical. Le but est de trouver les dimensions physiques des turbines qui permettent de faire fonctionner de manière optimale les dispositifs de récupérations des énergies des courants. PSO est utilisé pour maximiser le coefficient de puissance de l'hydrolienne. Les performances de cette approche seront étudiées de façon détaillée. Les résultats obtenus sont également présentés et analysés.

Le sixième, et dernier chapitre présentera l'optimisation des hydroliennes à axe vertical obtenus avec l'algorithme génétique d'estimation des paramètres géométriques et hydrodynamiques optimaux. Dans un premier temps, l'algorithme génétique est décrit en détail. Ensuite, deux fonctions de test sont utilisées pour évaluer les performances de cette méthode d'optimisation. Ensuite, l'algorithme génétique est utilisé pour déterminer les paramètres géométriques et hydrodynamiques des hydroliennes en optimisant la puissance récupérée. Les résultats obtenus sont également étudiés et analysés. Enfin, les résultats obtenus par cette méthode évolutionnaire sont comparés avec ceux de la méthode de PSO, sur deux hydroliennes à flux transverse proposées dans cette thèse.

Enfin, le manuscrit s'achève par une conclusion générale permettant de faire le bilan sur le travail réalisé ainsi que par des perspectives de travaux futurs qui pourront éventuellement être réalisés dans le cadre des autres travaux de recherche.

# Chapitre 1

## Généralités sur les hydroliennes

### 1.1 Introduction

L'énergie hydro-cinétique contenue dans des courants fluviaux, courants de marée ou canaux d'eau artificiels est aujourd'hui considérée comme une ressource d'énergie renouvelable pour la production de l'énergie électrique. Les systèmes de conversion de l'énergie cinétique des courants en énergie mécanique, encore souvent dans leur état de développement, sont envisagés pour extraire cette énergie.

Les mers et les océans deviennent actuellement une source prometteuse d'énergie. De nombreux projets scientifiques ou industriels ont déjà démarré dans le monde en vue de l'exploitation de ces énergies (Elghali et al., 2007). Les principaux types d'énergies de l'océan sont, entre autres, l'énergie des vagues (houlomotrice), l'énergie thermique (utilisant des gradients thermiques), l'énergie osmotique (utilisant des gradients de salinité), la biomasse océanique et l'énergie des courants (hydrolienne). La dernière énergie peut être composée par les hydroliennes marines et les hydroliennes fluviales. Ce premier chapitre vise notamment à présenter les généralités autour des hydroliennes et à décrire le fonctionnement des hydroliennes à axe vertical.

En premier lieu, les énergies renouvelables marines, les technologies hydroliennes existantes, les avantages et inconvénients des hydroliennes sont présentés. Ensuite, les paramètres hydrodynamiques et géométriques associés aux technologies des hydroliennes à axe vertical sont exposés. En second lieu, un principe de fonctionnement et une modélisation hydrodynamique des hydroliennes à axe vertical sont développés. Le coefficient de couple et le coefficient de puissance seront également présentés dans le but d'évaluer les performances de ces hydroliennes. En dernier lieu, l'analyse des phénomènes physiques des hydroliennes à axe vertical permettant d'avoir une bonne compréhension d'une des problèmes majeurs est abordé.

## 1.2 Énergies renouvelables marines et fluviales

### 1.2.1 Ressources énergétiques marines

Le potentiel énergétique des océans est considérable. En effet, à l'échelle mondiale, les océans couvrent 71 % de la planète et reçoivent une grande part du rayonnement solaire. Les sources d'énergie provenant des océans sont nombreuses. L'exploitation de ces ressources nécessite majoritairement par la transformation en électricité : éolien off-shore, énergie des vagues, énergie marémotrice, courants de marée, courants océaniques, énergie thermique des mers, énergie des gradients de salinité. Toutefois, la biomasse marine ne passe pas par cette transformation en exploitant les macros ou micros algues. En l'état actuel des connaissances, l'impact environnemental de la plupart de technologies relatives à l'énergie marine est potentiellement faible. De même, l'utilisation des technologies de l'énergie marine permet, entre autres, de réduire les émissions de gaz à effet de serre, et, de minimiser les risques à court et moyen termes sur l'approvisionnement en hydrocarbures.

D'après Ipcc et al. (2011), le potentiel théorique des énergies marines renouvelables électriques est estimé à 180 Gtep/an, bien au-delà des consommations actuelles et futures en énergie primaire. En revanche, le potentiel techniquement exploitable aujourd'hui, en l'état actuel des technologies ne fait pas encore consensus. Selon les études, le potentiel énergétique mondial varie entre 170 et 8 000 million de tonnes d'équivalent pétrole (Mtep) par an (Bossard, 2012).

Les technologies marines de production d'énergie sont prometteuses. Certaines techniques sont actuellement utilisées, en particulier, l'éolien offshore et l'énergie marémotrice. De plus, d'autres technologies sont encore au stade de recherche et développement, voire de prototype industriel pour les plus avancées. Une contribution significative de ces énergies n'est pas attendue avant 2020. Un déploiement à grande échelle dépendra essentiellement de la capacité à abaisser suffisamment les coûts, notamment par rapport au coût des énergies conventionnelles qui augmentera inexorablement. Selon les scénarios analysés dans le rapport du groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, à l'horizon 2050, le déploiement des énergies des océans (hors éolien off-shore) pourrait atteindre de 2 Mtep si aucun changement de politique n'a lieu, jusqu'à 170 Mtep dans le cas d'une politique volontariste de réduction importante des émissions de gaz à effet de serre (Ipcc et al., 2011).

### 1.2.2 Énergie des courants marins

Les forces d'attraction entre la Terre, le Soleil et la Lune à l'origine des courants de marée, d'une part, et le rayonnement du soleil, à l'origine des vents et différences de températures

dans l'océan qui sont la source des grands courants océaniques, d'autre part, constituent l'origine principale des courants marins (figure 1.1).

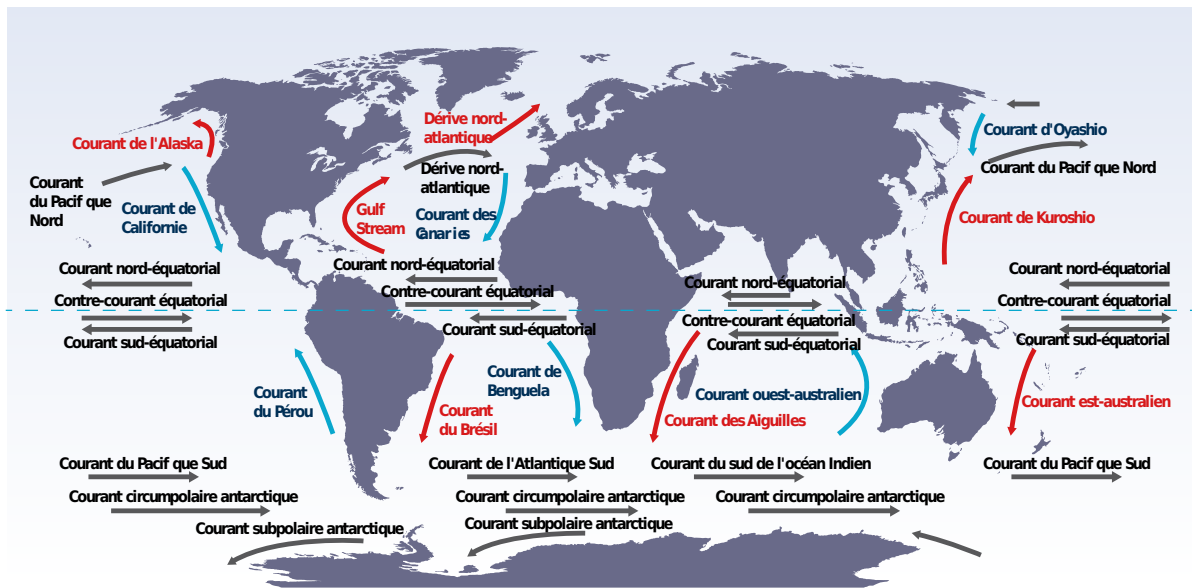


FIGURE 1.1 – Répartition dans le monde les courants océaniques. Courants chauds en rouge, froids en bleu (Ipcc et al., 2011)

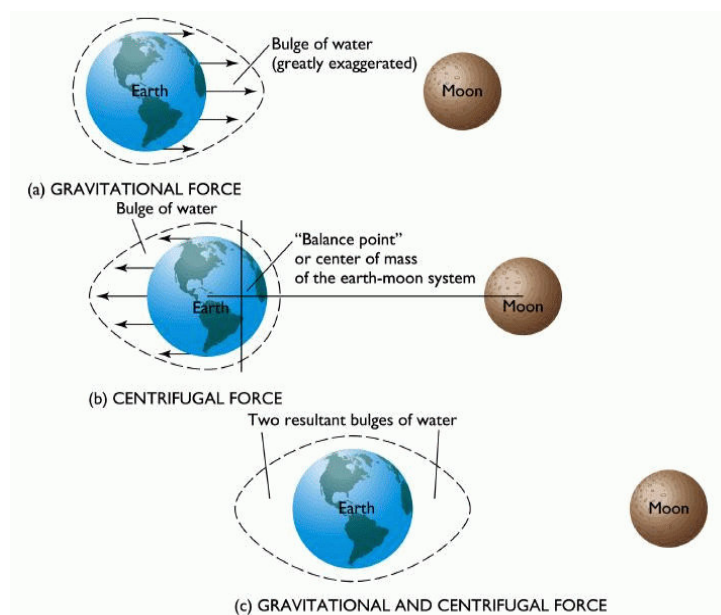


FIGURE 1.2 – Effet de la Lune sur les marées (O'Rourke et al., 2010)

La marée est la variation périodique du niveau de la mer ou des océans due à l'action gravitationnelle de la Lune et du Soleil, modulée par la force centrifuge produite par la rotation de la Terre et de la Lune l'une par rapport à l'autre (figure 1.2). La Lune a un effet sur la Terre environ deux fois plus important que le Soleil. Dans le cas où, les trois astres sont alignés, les forces d'attraction s'additionnent, alors, les marées de vives eaux

(marées hautes) sont très importantes. En revanche, les deux astres forment entre eux un angle de 90 degrés, appelé quadrature dont les forces du soleil et de la Lune peuvent se contrarier. Aussi, les marées de mortes eaux (marées basses) sont des faibles marées .

Le mouvement de va-et-vient des marées est exploitable pour la production d'énergie sous deux formes distinctes : la différence de hauteur d'eau entre une pleine mer et une basse mer successive, appelée marnage et le déplacement horizontal des masses d'eau à proximité des zones côtières, appelé courants marins. Ce dernier que nous allons l'exploiter dans ce travail pour produire de l'énergie électrique. Il existe deux types de courants marins : les courants de marée et les courants océanique naturels. La plupart des projets actuels d'extraction d'énergie de courants marins sont axés sur les courants de marée.

Un avantage plus significatif des courants de marée est leur grande prédictibilité qui facilite la planification et permet de mieux insérer les systèmes de production utilisant cette énergie au sein des réseaux électriques existant. De plus, les lieux des courants de marée sont près des côtes et leurs vitesses sont plus élevées que les grandes courants océaniques alors les courants de marée ont l'avantage d'être exploitables.

Il existe différents types de marées suivant la topologie du site à étudier. Les marées les plus énergétiques possèdent environ deux cycles par jour avec une période d'environ 12,5 heures et une amplitude qui varie sensiblement sur un cycle. Les marnages ou amplitudes des marées peuvent varier considérablement en fonction du coefficient de marée du lieu.

Les gradients de température et de salinité créent un brassage complexe des eaux océaniques en produisant des courants océaniques continus. Pour être exploitable, la vitesse des courants doivent être comprises entre 1.2 à 2.7 [m/s] (Andreica, 2009). Toutefois, l'utilisation de ce type de courants océanique (Gulf stream) reste très complexe car leurs lieux sont souvent loin des côtes, ainsi que leurs profondeurs sont assez grandes.

Au sein des énergies marines renouvelables, les hydroliennes représentent une technologie proche du stade industriel. Il est utile de rappeler que l'énergie cinétique des courants de marée est une énergie prédictible et fluctuante appelée la « semi-base ». Selon les estimations mondiales des courants de marées, le potentiel techniquement exploitable est évalué à 450 TWh/an. Tandis que, le potentiel technique actuel des courants de marée est de 48 TWh par an en Europe, et de 30 TWh par an en Chine. Le potentiel techniquement exploitable français serait compris entre 5 et 14 TWh/an selon EDF, soit entre 2,5 et 3,5 GW (GIEC, 2011). Des sites potentiellement rentables ont été aussi repérés en République de Corée, au Canada, au Japon, aux Philippines, en Nouvelle-Zélande, en France et en Amérique du Sud.

À l'heure actuelle, l'exploitation de l'énergie des courant marins présente de belles perspectives de développement dans les années à venir. Elle permettra de substituer significativement d'autres énergies. Néanmoins, une autre source d'énergie n'est pas à mettre de côté, il s'agit de celle des courants fluviaux.

### **1.2.3 Énergie des courants fluviaux**

Depuis plusieurs années, les barrages hydroélectriques ont été déjà exploitées dans le but de produire l'énergie électrique. Mais, ce type des énergies renouvelables hydrauliques nécessitent un investissement en génie civil exorbitant, souvent au détriment de la faune, la flore et des populations environnantes.

Les hydroliennes fluviales sont actuellement en phase de développement. Le but des hydroliennes fluviales est la récupération de l'énergie cinétique, au fil de l'eau. L'avantage des hydroliennes fluviales est que les systèmes des courants fluviaux n'ont pas besoin aucune rétention ou retenue d'eau. Ces hydroliennes peuvent être immergées dans des courants fluviaux de façon à impacter le moins possible sur l'environnement. Au Canada, aux États-Unis, en Amérique Latine, aux Indes, en Chine ou au Portugal et dans d'autres endroits du monde où les lieux sont riches en rivières et fleuves exploitables, les hydroliennes peuvent être une très bonne alternative avec le grand avantage de la continuité de la production d'énergie.

Depuis toujours, les rivières ont joué un rôle important dans le développement de la civilisation, les cités étant bâties autour des cours d'eau. La plupart des zones rurales ou en cours de développement se trouvent à côté des grandes cours d'eau. Toutefois, il faut trouver le bon compromis pour une technologie de l'hydrolienne qui puisse être applicable dans ces zones.

La détermination des ressources fluviales n'est pas du tout facile. En effet, les cours d'eau des différentes pays, constituent une richesse et une potentialité importante. C'est pourquoi, le projet industriel sur les systèmes fluviaux sont actuellement moins nombreux que ceux des marins. Les plus grands constructeurs dans le domaine de l'énergie hydrolienne ont préféré se lancer directement dans la bataille de l'énergie marine, les systèmes développant des puissances beaucoup plus importantes.

## **1.3 Revue littérature des hydroliennes**

### **1.3.1 Historique de l'hydrolienne**

Il y a des siècles, l'énergie des courants fut exploitée à l'aide de moulins à marée comportant un barrage et une roue à eau. Grâce à ce dispositif, on produisait de l'énergie mécanique pour moudre les grains (Pierre, 2015).

Dans les années 30, la première éolienne à axe vertical fonctionnant à partir des forces de portance se trouve dans le brevet de Georges Jean-Marie Darrieus déposé en France et aux États-Unis (Darrieus, 1931). La figure 1.3 présente les deux types de turbines Darrieus à



pales droites et en forme tropskienne. Les extrémités des pales droites d'une turbine sont fixées sur deux disques horizontaux (flasques) en rotation avec l'ensemble du dispositif. Tandis que, les pales en forme tropskienne sont reliées par leur extrémités directement sur l'axe.

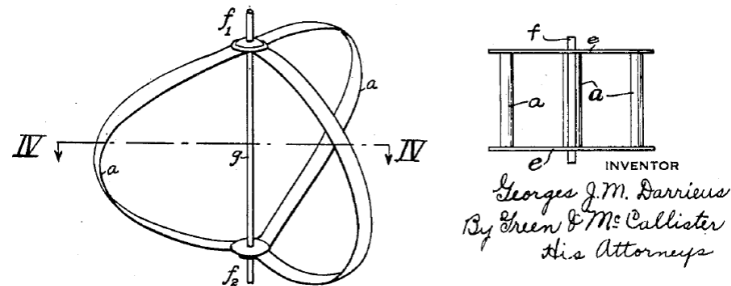


FIGURE 1.3 – Turbines brevetés par G. Darrieus (Darrieus, 1931)

A la fin des années 80, le rebondissant sur le choc pétrolier, le prototype conçu et testé par les laboratoires SANDIA, a marqué le début de l'utilisation des éoliennes à axe vertical. La qualité des mesures sur cette éolienne en soufflerie a devenu une expérience de référence pour les développements numériques durant de nombreuses années. Toutefois, en raison des difficultés d'ordre mécanique, les turbines à flux transverse ont été limitées aux machines aériennes de petite taille.

Depuis 1973, les idées de récupérer la puissance des courants marins ou fluviaux ont commencé à devenir un point d'intérêt pour plusieurs études scientifiques. Des projets assez ambitieux ont été menés à cet époque, mais, à cause des difficultés techniques rencontrées, abandonnés quelques années plus tard ( Ploesteanu, 2004; Andreica, 2009).

Depuis 2001, le Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels (LEGI) de Grenoble ont été lancé un projet d'études HARVEST (Hydrolienne à Axe de Rotation VErtical STabilisé) pour le développement de l'hydrolienne. Ce projet vise à produire de l'électricité en exploitant d'énergie cinétique des courants marins/fluviaux.

### 1.3.2 Technologies des hydroliennes

Les hydroliennes à axe horizontal sont les plus courantes à l'heure actuelle. Néanmoins, il existe de nombreuses technologies différentes d'hydroliennes que l'établissement d'un classement de ces technologies est complexe. Les technologies des hydroliennes peuvent être classées soit d'après le type de force hydrodynamique qui procure le couple moteur, soit d'après la position relative de la direction du courant et de l'axe de rotation. Si le premier critère est considéré, on observe une catégorie des turbines mue par la force de traînée et une autre par la force de portance. En revanche, la figure 1.4 présente une

classification des principales technologies élémentaires des dispositifs qui captent l'énergie hydrolienne pour produire l'électricité, basée sur le deuxième critère.

En premier lieu, les hydroliennes à axe horizontal disposent d'un arbre de rotor parallèle à l'écoulement et utilisent des rotors de type hélice. Par la suite, les hydroliennes à axe vertical sont munies d'un arbre de rotation orthogonal à la fois la surface de l'eau et à l'écoulement. Enfin, les dispositifs originaux des hydroliennes sont des turbines dont l'axe de rotation n'est ni horizontal ni vertical par rapport à la direction du courant d'eau. Les deux figures 1.5a et 1.5b illustrent quelques systèmes appartenant aux familles d'hydroliennes à axes horizontal et vertical. Les autres concepts des hydroliennes sont représentés par la figure 1.6. Toutefois, il est important de noter que plusieurs littératures utilisent le terme l'hydrolienne à flux transverse au lieu de l'hydrolienne à axe vertical (Amet, 2009 ; Mercier, 2014).

En 2006, l'Agence Internationale de l'Énergie (Bossard, 2012) a recensé environ 25 différentes technologies pour l'exploitation de l'énergie des courants marins.

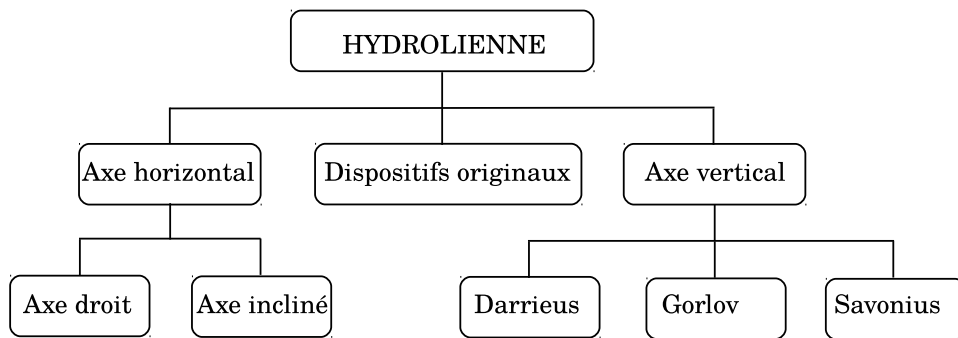


FIGURE 1.4 – Classement des principales technologies des hydroliennes (Khan et al., 2009)

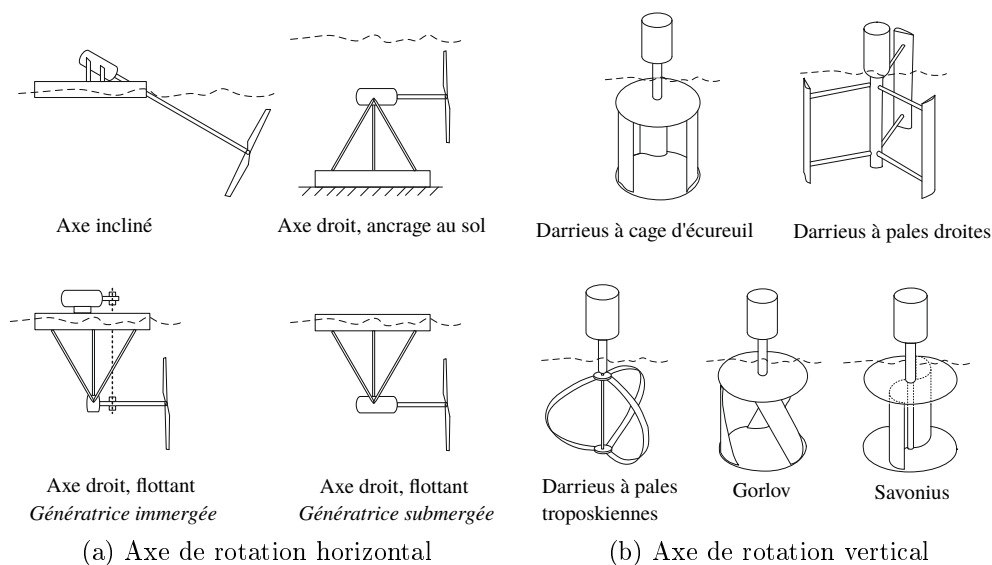
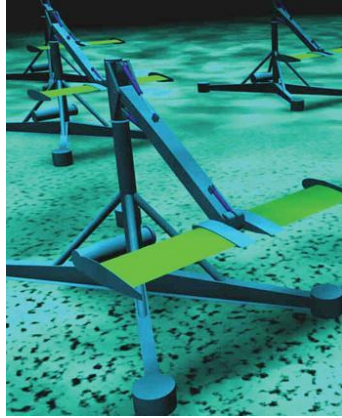
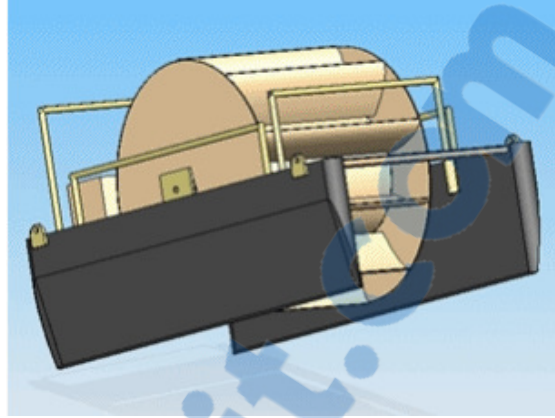


FIGURE 1.5 – Hydroliennes à axes de rotation horizontal et vertical (Khan et al., 2009)



(a) Aile oscillante



(b) Roue à aubes

FIGURE 1.6 – Dispositifs originaux des hydroliennes (Dellinger, 2011)

### 1.3.3 Potentiel de la ressource hydrolienne

L'hydrolienne est une turbine immergée dans un courant d'eau afin de récupérer une partie de son énergie cinétique avec une vitesse qui pourrait aller jusqu'à 2 [m/s] (Bossard, 2012). L'énergie cinétique captée est transformée directement en énergie mécanique de la même façon que pour les éoliennes. Le concept de l'hydrolienne n'est pas totalement nouveau, mais il représente une potentielle ressource d'énergie renouvelable qui nécessite encore d'études exploratives. En physique classique, l'énergie cinétique d'une quantité d'une masse d'eau  $\Delta m$ , se déplaçant à une vitesse constante  $v$  dans un tube de courant qui est illustré par la figure 1.7, de section transversale constante  $A$ , de longueur  $\Delta l$ . L'équation (1.1) donne la formulation de cette énergie cinétique d'une masse d'eau en mouvement.

$$\Delta E_C = \frac{1}{2} \Delta m v^2 \quad (1.1)$$

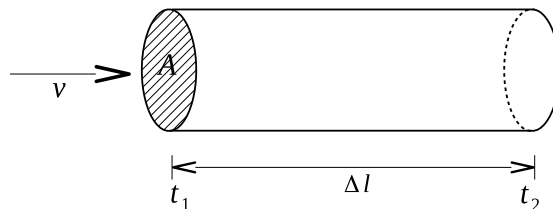


FIGURE 1.7 – Modèle de tube de courant unidirectionnel

La masse de fluide peut être exprimée en fonction de la masse volumique du fluide supposée constante  $\rho$  et le volume fixe  $\Delta V$  par l'équation suivante :

$$\Delta m = \rho \Delta V \quad (1.2)$$

La puissance cinétique s'exprime par le rapport de la variation de l'énergie cinétique de l'équation (1.1) et la variation du temps  $\Delta t$  (équation (1.3)).

$$P = \frac{\Delta E_C}{t_1 - t_2} = \frac{\Delta E_C}{\Delta t} = \frac{\frac{1}{2}\rho A \Delta \ell v^2}{\Delta t} = \frac{1}{2}\rho A \left(\frac{\Delta \ell}{\Delta t}\right) v^2 \quad (1.3)$$

Étant donné que le terme  $(\Delta \ell / \Delta t)$  qui représente le rapport entre la variation de longueur du tube  $\Delta \ell$  de courant et la variation du temps n'est autre que la vitesse de l'écoulement de fluide à travers de ce tube.

La puissance hydrodynamique d'un fluide contenue dans un courant d'eau est directement liée de la masse volumique du fluide, du maître couple (section transversale) et de la vitesse de l'écoulement en puissance cube. Par conséquent, elle s'est donnée par l'équation (1.4). Toutefois, la puissance récupérée par le rotor ( $P_{rotor}$ ) se voit diminuée entre autres par le rendement de la machine ( $\eta_{hydro}$ ), le rendement mécanique ( $\eta_{méca}$ ), et le rendement électrique ( $\eta_{élec}$ ), s'exprime dans l'équation (1.5).

$$P_{hydro} = \frac{1}{2}\rho A v^3 \quad (1.4)$$

$$P_{rotor} = P_{hydro} \eta_{hydro} \eta_{méca} \eta_{élec} \quad (1.5)$$

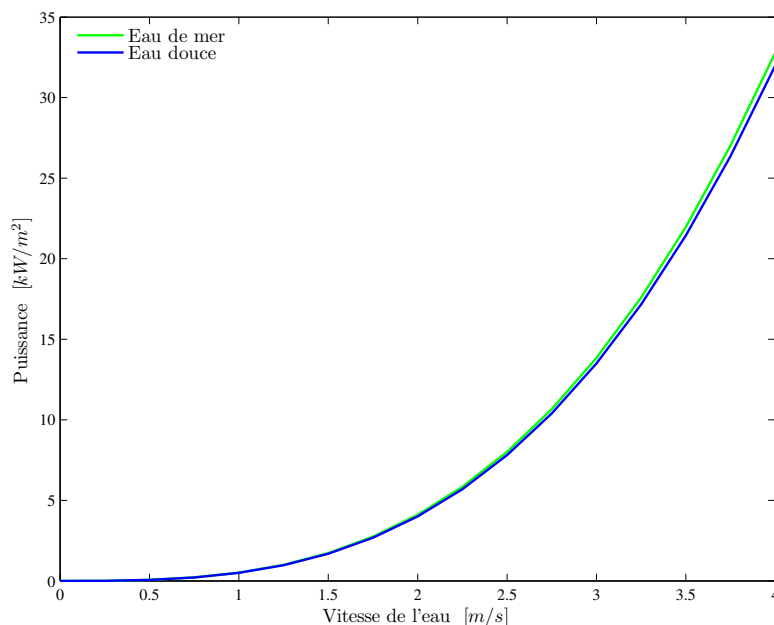


FIGURE 1.8 – Évolution de la puissance disponible pour l'eau douce et l'eau de mer

La figure 1.8 nous montre l'évolution de la puissance disponible (extractible) en fonction de la vitesse des courants d'eau marins, fluviaux et des conditions de fonctionnement. En

effet, la puissance de la ressource marine augmente très vite avec la vitesse des courants d'eau. L'utilisation des hydroliennes requiert une vitesse de courant minimum de l'ordre de  $2\text{ m/s}$ , avec pour autant un taux d'objet en suspension faible et une hauteur d'eau suffisante. Dans cette figure, les densités de l'eau douce et de l'eau de mer à la surface sont respectivement 1000 et  $1025\text{ [m}^3/\text{kg}]$ .

## 1.4 Avantages et inconvénients des hydroliennes

### 1.4.1 Comparaison des hydrolienne et éolienne

Globalement, les hydroliennes sont équivalentes à des éoliennes, il est crucial de rappeler la différence entre un fonctionnement dans l'eau et dans l'air (Amet, 2009; Ploesteanu, 2004; Zanette, 2010). La différence vient du changement de masse volumique et de viscosité dynamique, ainsi que les plages de vitesse typiques dans lesquelles fonctionnent ces systèmes. Le tableau 1.1 résume les principaux paramètres pour les deux milieux (valeurs à  $20^\circ\text{C}$ ) :

TABLE 1.1 – Paramètres caractéristiques du vent et de l'eau

Fluide	Masse volumique	Viscosité dynamique	Vitesse typique
	$\rho\text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\mu\text{ [kg/m.s]}$	$U\text{ [m/s]}$
air	1.2	$1.8\text{ }10^{-5}$	10
eau	1000	$1.3\text{ }10^{-3}$	2

Une première constatation est qu'une même géométrie de turbine et au même point de fonctionnement, placée dans l'eau tourne moins vite que dans l'air. En effet, une vitesse du vent usuelle pour le fonctionnement d'une éolienne est comprise entre 10 et  $12\text{ [m/s]}$ , alors que pour l'eau elle est comprise entre 1 (grands courants océaniques) et  $5\text{ [m/s]}$  (fortes marées). Pour un fonctionnement optimal de la turbine, le rapport entre la vitesse tangentielle en bout de pale et la vitesse de l'écoulement amont doit être maintenue à une certaine valeur, caractéristique de la géométrie de la turbine.

Par rapport aux éoliennes, la puissance extraite d'un courant fluvial de  $2\text{ [m/s]}$  est la même que celle d'un vent de  $10\text{ [m/s]}$  du fait que la densité de l'eau qui est environ 832 fois plus élevée que celle de l'air à  $15^\circ\text{C}$ . Les vitesses des courants marins soient 4 à 5 fois moins rapides que le vent, alors la puissance d'une hydrolienne est beaucoup plus importante que celle des éoliennes de même dimension, le milieu fluide étant beaucoup plus dense. Ainsi, pour la même puissance fournie, une hydrolienne est de taille plus petite qu'une éolienne (figure 1.9). En effet, les turbines des hydroliennes sont plus compactes que celles des éoliennes.

La puissance récupérée par la turbine, proportionnelle à la vitesse du fluide au cube et la poussée axiale (traînée), proportionnelle à la vitesse du fluide carré, sont généralement supérieurs dans l'eau. Pour deux designs de turbine, l'un dans l'air, l'autre dans l'eau, avec une envergure égale et une même performance, le rapport entre les puissances extraites est donné par l'équation (1.6).

$$\frac{P_{eau}}{P_{air}} = \frac{\rho_{eau}}{\rho_{air}} \left( \frac{U_{eau}}{U_{air}} \right)^3 \approx 8 \quad (1.6)$$

Puisque la densité des deux fluides est différente, la force centrifuge vue par les pales, proportionnelle au carré de la vitesse de rotation angulaire et de rayon de la machine est diminuée. Dans l'eau, il est important de se concentrer sur les fondations pour résister aux importantes forces de poussée. Par contre, dans l'air, la forme troposkienne des pales permettant d'encaisser les forces centrifuges est adoptée pour les grandes éoliennes (Amet, 2009).

De plus, il est également très important de mentionner que les forces hydrodynamiques dans l'eau sont prédominantes par rapport aux forces centrifuges (Ploesteanu, 2004). Ainsi, il devient alors possible de privilégier les performances hydrodynamiques en adoptant des pales droites pour lesquelles toute la hauteur contribue au couple moteur.

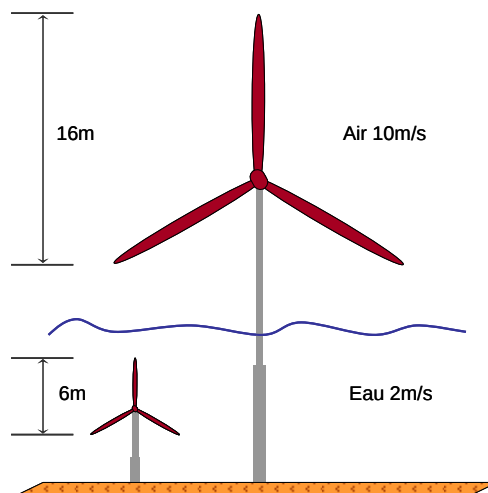


FIGURE 1.9 – Comparaison d'une hydrolienne avec une éolienne pour une même puissance de 50 [kW](Andreica, 2009)

Enfin, l'avantage majeur des hydroliennes par rapport aux éoliennes est la meilleure prédictibilité de la ressource. En effet, les marées ont des vitesses qui peuvent être prédites avec bonne précision très longtemps à l'avance. Le régime des vents en revanche garde une caractère aléatoire qui affecte également l'énergie houlomotrice qui en dépend. Les

hydroliennes présentent une meilleure disponibilité temporelle de la ressource. Cette disponibilité, appelé facteur d'utilisation, sera de l'ordre de 40-50% pour les turbines exploitant les courants de marée et de l'ordre de 80% pour les courants marins réguliers, à comparer à une valeur de 25-30% pour les éoliennes (Amet, 2009).

### 1.4.2 Comparaison des hydroliennes à axes horizontal et vertical

Les hydroliennes à axe vertical, et en particulier la turbine Darrieus à pales droites, présentent des atouts importants en comparaison aux hydroliennes à axe horizontal. Parmi les avantages des hydroliennes à axe vertical comparé à celles à axe horizontal, on peut relever entre autres :

- L'indépendance de l'emplacement par rapport à la direction des courants marins ou fluviaux et l'abandon des systèmes d'orientation. En revanche, afin de récupérer le maximum d'énergie disponible à l'amont, l'hydrolienne à axe vertical doit être placée dans la direction de l'écoulement incident.
- Par rapport aux turbines à axe horizontal, dont les pales ont besoin d'un procédé de fabrication très précis, l'utilisation des pales droites dans les hydroliennes simplifie la conception. Finalement, la simplicité du design réduit le coût de fabrication de la turbine.
- Les hydroliennes à axe horizontal ont souvent le générateur sous l'eau. Pour celles à axe vertical, il est possible de placer les équipements de la génération électrique en bout d'arbre au-dessus de l'eau, ce qui diminue le coût de maintenance sous-marine et le besoin d'utiliser des composants d'étanchéité électrique.
- Les hydroliennes à axe vertical émettent moins des bruits car les pertes de bout d'aile sont diminuées (Reigler, 2003).

Malgré ces atouts par rapport aux hydroliennes à axe horizontal, les hydroliennes à axe vertical présentent quelques inconvénients : un faible couple de démarrage, nécessitant parfois l'utilisation d'un dispositif de démarrage ; la fluctuation du couple de la turbine, dû aux charges cycliques sur les pales qui accentuent la fatigue du matériau ; de forts décollements dynamiques ; un rendement moins élevé, de l'ordre de 25 à 30% contre 40 à 45% pour les hydroliennes à axe horizontal (Wilson & Lissman, 1974; Abe et al., 2005).

## 1.5 Paramètres caractéristiques d'une hydrolienne à axe vertical

### 1.5.1 Paramètres hydrodynamiques

#### 1.5.1.1 Paramètre d'avance

A partir des données géométriques (hauteur  $H$ , rayon  $R$ , corde  $C$ , et nombre de pales  $B$ ) et de données de fonctionnement (vitesse du courant  $U_\infty$  et vitesse de rotation  $\omega$ ), il est possible d'établir les paramètres adimensionnels associés à l'hydrolienne à axe vertical. Le paramètre d'avance  $\lambda$  est également appelé la vitesse spécifique ou paramètre de rapidité (*Tip Speed Ratio* **TSR**) qui est défini par le rapport entre la vitesse périphérique des pales  $R\omega$  et la vitesse de l'écoulement non perturbée loin à l'amont de la turbine  $U_\infty$  (Burton, 2000). C'est un paramètre très important qui permet de connaître le type de fonctionnement et les phénomènes hydrodynamiques que va rencontrer l'hydrolienne.

En général, le rendement de la machine d'hydrolienne est donné en fonction de paramètre d'avance. En effet, la valeur optimale du paramètre d'avance ( $\lambda_{opt}$ ) correspond à la meilleure performance de la machine pour laquelle le coefficient de puissance sera maximum. Le paramètre d'avance est exprimé par l'équation (1.7). Dans le cas de l'éolienne, si  $\lambda < 3$ , la turbine est lente, et si  $\lambda > 3$ , la turbine est rapide.

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (1.7)$$

#### 1.5.1.2 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds caractérise un régime d'écoulement, en particulier la nature de son régime (transition laminaire/turbulent, développement d'instationnarités). Plus le nombre de Reynolds est élevé, plus l'écoulement est turbulent. Il est représentatif du rapport entre les forces d'inertielles et les forces visqueuses (équation (1.8)).

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (1.8)$$

avec  $U[m/s]$  est la vitesse caractéristique de l'écoulement,  $L[m]$  la dimension caractéristique et  $\nu[m^2/s]$  la viscosité cinématique du fluide. En fonction de l'analyse visée, les grandeurs vitesse  $U$  et dimension  $L$  prennent différentes valeurs. Dans le cadre des études sur les hydroliennes, on peut définir le nombre de Reynolds de plusieurs façons :

- Le nombre de Reynolds est lié à la corde de la pale ( $C$ ) et à la vitesse locale en extrémité de pale ( $\omega R$ ).



$$Re_C = \frac{(\omega R)C}{\nu} = \frac{(U_\infty \lambda)C}{\nu} \quad (1.9)$$

- Le nombre de Reynolds est basé sur les conditions de l'écoulement du fluide à l'infini amont et la corde de la pale (cette vitesse est bien connue) :

$$Re_C = \frac{U_\infty C}{\nu} = \frac{\rho U_\infty C}{\mu} \quad (1.10)$$

- Le nombre de Reynolds étant défini en prenant comme échelle de vitesse caractéristique la vitesse relative de l'écoulement ( $W$ ) appliquée sur la pale et comme dimension la corde du profil. Il est particulièrement adapté pour les études locales autour de la pale.

$$Re_C = \frac{WC}{\nu} = \frac{\rho WC}{\mu} \quad (1.11)$$

- Le nombre de Reynolds de la machine hydrolienne pour les études à plus grande échelle, lorsque les phénomènes étudiés sont de l'ordre de grandeur de la turbine. Il est défini en prenant comme dimensions caractéristiques le diamètre de la turbine ( $\phi$ ) et la vitesse de l'écoulement incident non perturbée  $U_\infty$ .

$$Re_\phi = \frac{U_\infty \phi}{\nu} \quad (1.12)$$

Il convient de noter que pour l'hydrolienne, le nombre de Reynolds est environ de  $10^5$  tant pour  $Re_C$  que pour  $Re_\phi$  (Menchaca, 2011). De plus, la viscosité cinématique du fluide est de l'ordre  $\nu \approx 10^{-6} m^2.s^{-1}$ .

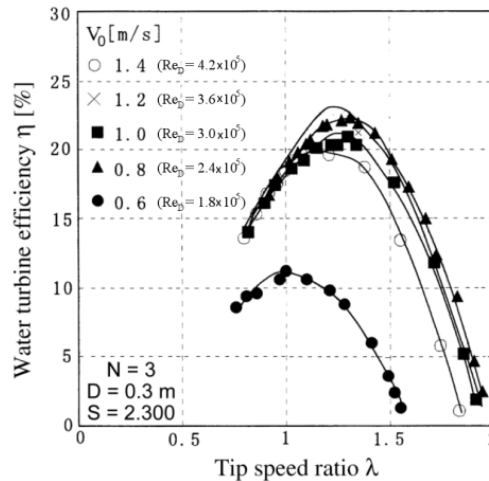


FIGURE 1.10 – Influence du nombre de Reynolds sur les performances de la turbine à solidité constant (Shiono et al., 2000)

L'influence du nombre de Reynolds sur la performance de l'hydrolienne est illustrée par la figure 1.10. Cette figure montre qu'à partir d'une certaine valeur du nombre de Reynolds ( $Re_\phi \approx 2.4 \cdot 10^5$ ), les performances n'évoluent plus et que les écarts de rendement sont relativement faibles pour des paramètres d'avance optimaux similaires. Il est tout de

même possible de remarquer un nombre de Reynolds optimal. Dans ces expériences, le nombre de Reynolds le plus élevé montre une baisse de rendement qui peut s'expliquer par l'influence grandissante du sillage des pales situées dans le demi-disque amont.

### 1.5.1.3 Nombre de Froude

Le nombre de Froude traduit l'importance des forces d'inertie liées à la vitesse de l'écoulement par rapport aux forces de pesanteur. Ce nombre intervient lors des écoulements à la surface libre et il est exprimé par l'équation (1.13).

$$Fr_\infty = \frac{U_\infty}{\sqrt{gd}} \quad (1.13)$$

avec  $U_\infty$  étant la vitesse caractéristique de l'écoulement en amont de l'hydrolienne,  $g$  l'accélération de la pesanteur terrestre ( $g \approx 9.81 \text{ m.s}^{-2}$ ) et  $d$  une profondeur caractéristique de l'eau. Si on est à une profondeur suffisante et que l'on néglige les effets de surface, les forces de pesanteur sont négligeables par rapport aux forces d'inertie et on ne tient pas compte du nombre de Froude.

### 1.5.1.4 Nombre de cavitation

A cause des difficultés liées aux ancrages, les maintenances et les sites d'implantation, les installations des hydroliennes doivent être disposées à des faibles profondeurs. En effet, la présence du phénomène de cavitation est susceptible de nuire au bon fonctionnement. Afin de caractériser le risque d'apparition de la cavitation autour des pales des hydroliennes, on introduit le nombre de cavitation  $\sigma$  de l'équation (1.14).

$$\sigma = \frac{p_{ref} - p_v}{\frac{1}{2}\rho U_{ref}^2} \quad (1.14)$$

Ce nombre adimensionnel fait intervenir la pression de vapeur saturante  $p_v$  pour la température de l'écoulement ( $p_v = 2166 \text{ Pa}$  à  $25^\circ\text{C}$ ). Les échelles de référence de la vitesse  $U_{ref}$ , et de la pression  $p_{ref}$ , correspondent respectivement à la vitesse de l'écoulement à l'amont de la turbine  $U_\infty$  et à la pression ambiante (statique) relevée à la profondeur d'implantation. Le nombre de cavitation dépend du site considéré et non de la turbine. De façon générale, le nombre de cavitation devrait être inférieur au nombre de cavitation critique ( $\sigma_c$ ), pour garantir le bon fonctionnement de la turbine.

## 1.5.2 Paramètres géométriques

### 1.5.2.1 Solidité

La solidité est un paramètre qui caractérise globalement la longueur occupée par toutes les pales de la turbine par rapport à la taille de la turbine. Plusieurs expressions peuvent être trouvées dans la littérature, exprimées en fonction de paramètres géométriques différents. Dans ce travail, on adopte la définition proposée par Paraschivoiu (2002) qui est celle donnée par l'équation (1.15). Cette notation représente le rapport entre la longueur occupée par les pales de l'hydrolienne et le rayon de la turbine. Elle représente l'ombre obtenue en projetant les pales perpendiculairement à un plan passant par l'axe. Tandis que, une solidité d'une seule pale  $S_C$  représente une similitude géométrique de la turbine d'hydrolienne. Elle est ensuite définie par le rapport de la corde d'une pale sur le rayon de la turbine (1.16).

$$S = \frac{BC}{R} \quad (1.15)$$

$$S_C = \frac{C}{R} \quad (1.16)$$

Il est important de noter que, en machine tournante la notion de solidité, peut être assimilée à la porosité d'un milieu. Le couple du rotor dépend de la surface des pales, des nombres de pales, ainsi que de leur longueur et leur largeur. Plus les pales sont nombreuses, ou plus la surface des pales d'une longueur donnée est grande, plus le couple serait important. Une solidité élevée génère un couple important.

### 1.5.2.2 Profil hydrodynamique des pales

#### — Profil des pales de l'hydrolienne

Le profil hydrodynamique de la pale est défini comme le contour géométrique obtenu par la coupe d'un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la turbine. La forme du profil est une caractéristique essentielle qui influe directement sur les efforts hydrodynamiques des pales et par voie de conséquence sur les performances de la turbine. La figure 1.11 présente un schéma d'un profil type avec les notations des différents éléments le constituant. Un profil est constitué d'une ligne fermée qui relie le bord d'attaque, point extrême avant du profil (point de courbure maximale), au bord de fuite, point extrême (point anguleux) arrière. La ligne droite joignant le bord d'attaque au bord de fuite est la corde. La ligne moyenne est la ligne passant au centre du profil. La cambrure est définie comme la distance séparant la corde de la ligne moyenne du profil. La face interne et la face externe du profil sont respectivement appelées intrados et extrados.

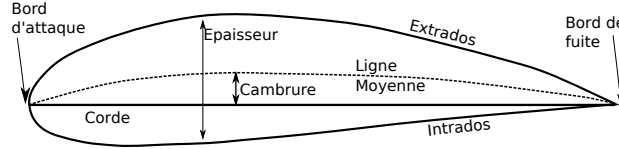


FIGURE 1.11 – Caractéristiques géométriques d'un profil hydrodynamique

Le choix du profil doit faire l'objet d'une attention toute particulière car c'est lui qui va conditionner les efforts hydrodynamiques sur la pale et donc les performances de la turbine. Jusqu'à présent, des études expérimentales ou numériques destinées à trouver les meilleurs profils n'ont pas été achevées. Les pales de la plupart des turbines à axe vertical sont de type NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) 4 chiffres. Le premier chiffre de ce profil représente l'épaisseur de cambrure par rapport à la longueur de la corde. Ensuite, le deuxième chiffre indique la position de la cambrure maximale, exprimé en dixième par rapport à la longueur de corde. Enfin, les deux derniers chiffres correspondent au rapport de l'épaisseur maximale sur la corde, exprimés en pourcentage.

La raison majeure de ce choix est que ce type de profil a été beaucoup étudié en aéronautique et que leur comportement est bien connu (Amet, 2009). Ils présentent un angle de décrochage statique élevé ( $16^\circ$ ) et réalisent un bon compromis entre la force de portance et la force de traînée pour des écoulements à grand nombre de Reynolds. L'extrados, l'intrados, la distribution de l'épaisseur et la cambrure maximale sont complètement décrites par les équations paramétriques des profils NACA (Abbott & Doenhoff, 1959). Pour les autres profils, des erreurs de mise à l'échelle peuvent apparaître, surtout pour la description du bord d'attaque (limitation du nombre de points décrivant la forme). La figure 1.12 représente les différents types des profils aérodynamiques existants des pales selon les constructeurs.

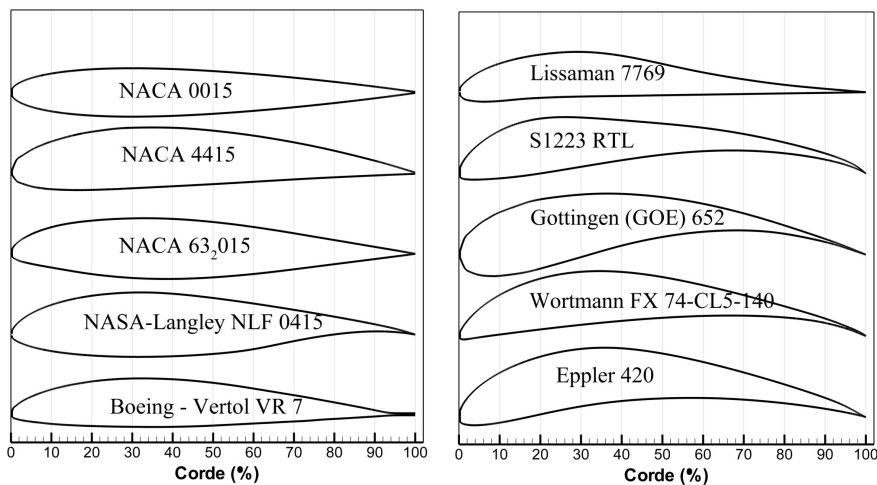


FIGURE 1.12 – Différents types de profil existant (Amet, 2009)

#### — Profils symétriques sans cambrure

Dans le cadre de travaux développés dans cette thèse, les profils utilisés pour l'hydrolienne sont des profils symétriques normalisés sans cambrure. En particulier, le profil normalisé NACA 00XX est un profil d'une pale de l'hydrolienne symétrique sans cambrure dont la caractéristique principale est l'épaisseur maximale (XX%) de la corde ( $C$ ). A titre d'illustration, la figure 1.13 présente cette symétrie pour 3 profils : NACA 0012, 0015 et 0018.

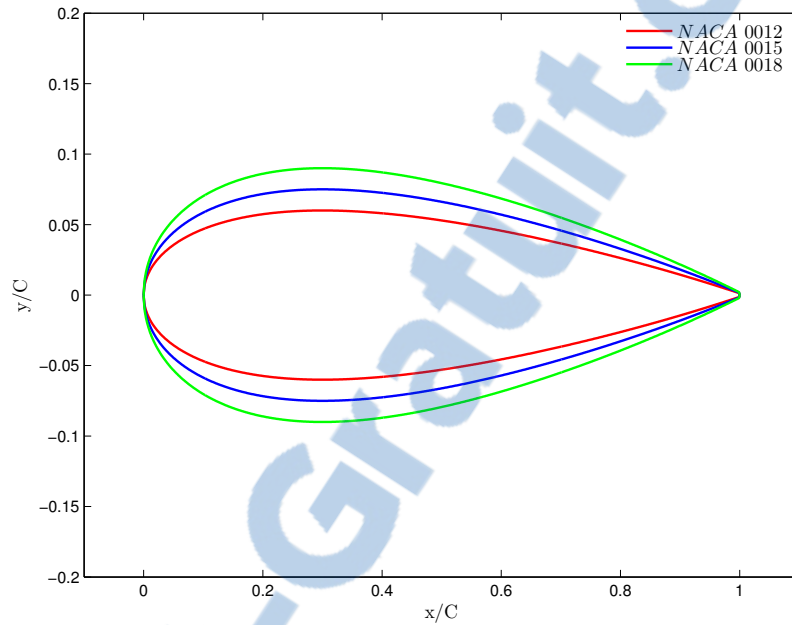


FIGURE 1.13 – Profils symétriques NACA 0012, 0015 et 0018

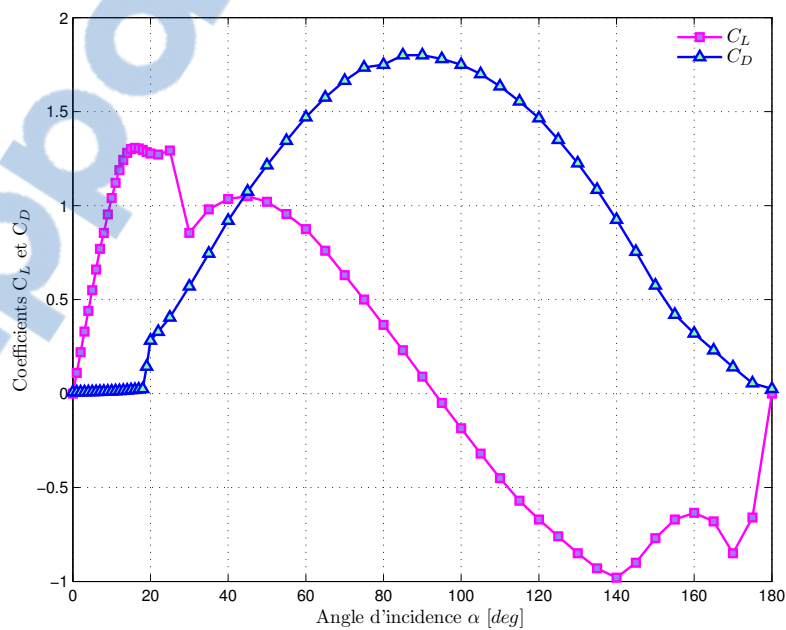


FIGURE 1.14 – Évolution de  $C_L$  et de  $C_D$  en fonction de l'angle d'incidence et du nombre de Reynolds à  $5 \cdot 10^5$  pour un profil NACA0018

La figure 1.14 illustre l'évolution des coefficients de portance et de traînée avec l'angle d'incidence de l'écoulement sur un profil NACA 0018. On constate que lorsque l'angle d'incidence  $\alpha$  augmente, la force de portance augmente quasiment linéairement dans un premier temps sans que la traînée ne soit particulièrement affectée. À partir d'une incidence limite ( $16^\circ$ ), l'écoulement du fluide ne parvient plus à suivre le contour du profil et il y a décollement. Ce phénomène se caractérise par une chute de la portance et une augmentation sévère de la traînée, ce qui entraîne la diminution des performances.

## 1.6 Hydroliennes à axe vertical

### 1.6.1 Principe de fonctionnement d'une hydrolienne

Les hydroliennes à axe vertical sont caractérisées par des pales tournant autour d'un même axe placé perpendiculairement à la direction du flux incident. Pour une première approche, le principe de fonctionnement des turbines sera basé sur le comportement statique d'un profil d'aile. De plus, ce principe ne prend pas en compte les phénomènes instationnaires qui interviennent lors de la mise en rotation de la turbine.

Dans la figure 1.15, un profil d'aile placé dans un écoulement est soumis à deux forces : la force de traînée parallèle à la direction de l'écoulement, notée  $D$  (« *drag* » en anglais), et la force de portance perpendiculaire à l'écoulement et notée  $L$  (« *lift* » en anglais). Les travaux Blackwell (1974) montrent que le principe de fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical est analogue à l'aérodynamique d'un profil d'aile. Le fluide autour du profil d'aile génère des efforts sur celui-ci. Ces forces hydrodynamiques sont généralement exprimées en composantes de portance ( $L$ ) et de traînée ( $D$ ). L'angle formé entre la ligne de corde et la direction de l'écoulement est appelé angle d'attaque ou angle d'incidence ( $\alpha$ ).

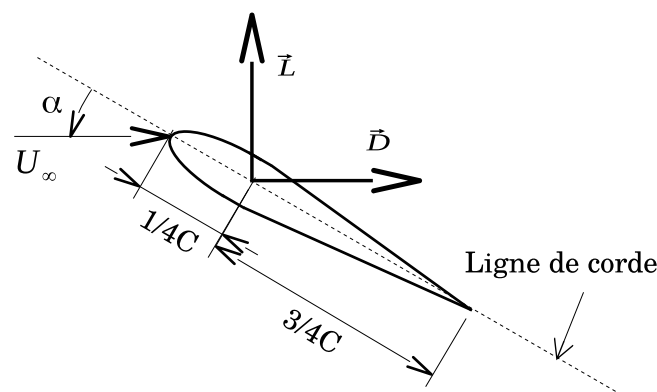


FIGURE 1.15 – Forces hydrodynamiques agissant sur le profil d'une pale

## 1.6.2 Référentiels et orientation utilisés

On considère une hydrolienne mono pale en forme d'une plaque plane qui tourne avec une vitesse angulaire ( $\omega = d\theta/dt$ ) constante autour d'un centre de rotation  $O$ , fixée par la génératrice électrique. Le rotor de l'hydrolienne est placé dans un courant de vitesse  $\vec{U}_\infty$  supposée constante et uniforme. Un profil rectangulaire de la pale est tangent au quart de corde avec un angle de calage  $\beta$  dont le bord de fuite est orienté vers l'extérieur. La pale, distant de rayon  $R$  par rapport au centre de rotation de la turbine, est assimilée à un point  $M$ . La figure 1.16 illustre les systèmes de coordonnées utilisés dans la présente étude. De plus, il s'agit d'une coupe partielle transversale sur un plan perpendiculaire à la turbine. Il faut noter que tous les angles utilisés dans ces travaux de thèse sont mesurés positivement dans le sens antihoraire.

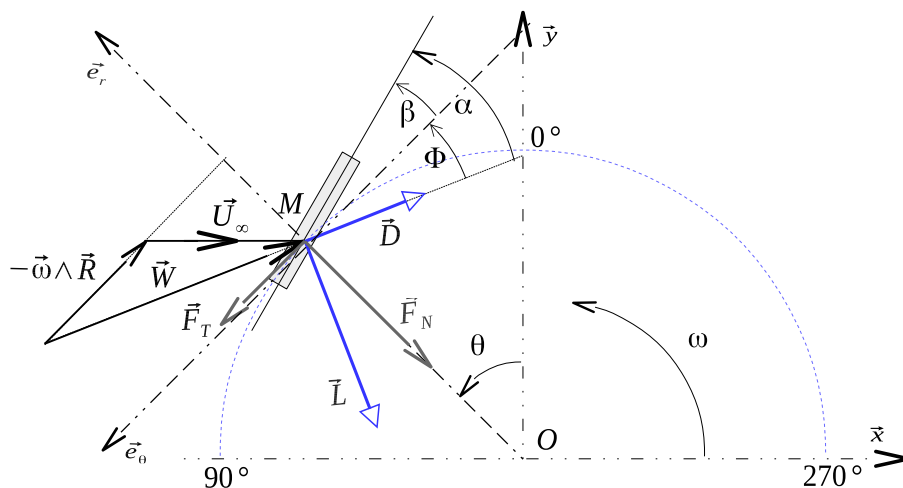


FIGURE 1.16 – Schéma du triangle des vitesses, des forces et des différents repères

Dans cette figure, en théorie linéarisée et fluides parfaits, le centre de poussée est le point d'application des forces agissant sur les pales, et il est généralement situé au quart de corde. Les trois repères sur lesquels on projette la force résultante sont les suivants :

- Repère absolu  $(x; y)$  ayant l'origine confondue avec le centre de rotation  $O$  ; Les axes  $(\vec{x})$  et  $(\vec{y})$  sont parallèle au plan du courant d'eau ; L'axe  $(\vec{x})$  est dans la même direction que la vitesse du courant à l'infini ( $\vec{U}_\infty$ ).
- Repère relatif à l'écoulement du fluide  $(\vec{L}; D)$  ayant l'origine au centre de poussée  $M$ . C'est un repère tournant. L'axe  $\vec{D}$  est parallèle à la vitesse relative  $\vec{W}$  et l'axe  $\vec{L}$ , perpendiculaire à  $\vec{W}$  correspond à la direction de la force portance ;
- Repère relatif à la pale  $(\vec{e}_r; \vec{e}_\theta)$  appelé aussi repère de Lighthill ayant l'origine au centre de poussée  $M$ . Les axes  $\vec{e}_r$  et  $\vec{e}_\theta$  correspondant aux directions tangente et normale à la trajectoire de la pale. La position azimutale de la pale en mouvement est déterminée par l'angle azimutal  $\theta$ , qui donne l'angle formée entre l'axe  $(\vec{x})$  et l'axe  $(\vec{e}_\theta)$ .

## 1.6.3 Caractéristiques hydrodynamiques des hydroliennes

### 1.6.3.1 Vitesse relative et angle d'attaque

La vitesse relative notée  $\vec{W}$  du fluide sur la pale se voit comme la vitesse perçue par la pale tournant autour de l'axe de rotation. Elle est appelée aussi vitesse apparente. Elle est définie par une direction (ou incidence)  $\alpha$  et par sa norme. L'angle d'incidence est variable tout au long de la rotation de la pale.

L'écoulement vu par les profils des pales n'est pas la vitesse absolue de l'écoulement ( $\vec{U}_\infty$ ), mais la vitesse relative définie sous sa forme vectorielle par l'équation (1.17). En négligeant les perturbations des vitesses dans le voisinage de la pale, la vitesse relative se calcule de la manière suivante :

$$\vec{W} = \vec{U}_\infty - \vec{\omega} \wedge \vec{R} \quad (1.17)$$

$$\vec{W} = \vec{U}_\infty - R\omega \vec{e}_\theta \quad (1.18)$$

$$W^2 = (U_\infty \cos(\theta) + R\omega)^2 + (U_\infty \sin(\theta))^2 \quad (1.19)$$

$$W^2 = U_\infty^2 + 2U_\infty R\omega \cos(\theta) + (R\omega)^2 \quad (1.20)$$

$$W^2 = U_\infty^2 \left[ 1 + 2\frac{R\omega}{U_\infty} \cos(\theta) + \left(\frac{R\omega}{U_\infty}\right)^2 \right] \quad (1.21)$$

Finalement, en introduisant dans l'équation (1.21) le paramètre d'avance  $\lambda$ , la vitesse relative peut être exprimée par l'équation (1.22)

$$W = U_\infty [1 + 2\lambda \cos(\theta) + \lambda^2]^{\frac{1}{2}} \quad (1.22)$$

Pour une position azimutale de pale donnée, les courbes de la vitesse relative adimensionnée par la vitesse de l'écoulement en amont de la turbine augmente avec l'incrément du paramètre d'avance sont montrées sur la figure 1.17. L'évolution du triangle des vitesses pour différentes positions angulaires de la pale est illustrée en figure 1.18.



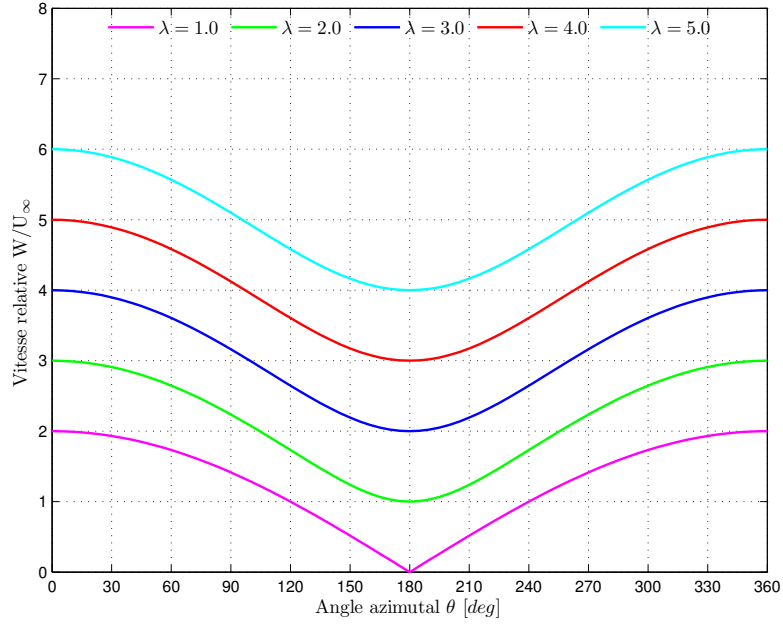


FIGURE 1.17 – Distribution de la vitesse relative adimensionnée

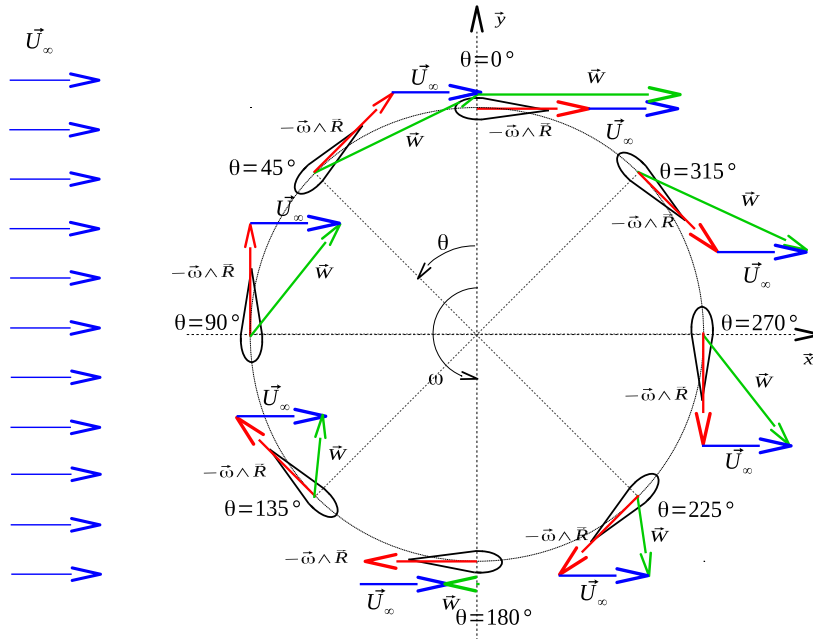


FIGURE 1.18 – Évolution du triangle des vitesses (Zanette, 2010)

Le vecteur  $(\vec{\omega} \wedge \vec{R})$  représente la vitesse périphérique de la pale. Pour un profil tournant, l'angle d'attaque ( $\alpha$ ) au point d'attache est défini par l'angle entre vitesse relative ( $\vec{W}$ ) et la ligne de corde. Par conséquent, cette angle dépend de la vitesse de l'écoulement à l'infini ( $\vec{U}_\infty$ ), de la vitesse périphérique de la pale ( $\vec{\omega} \wedge \vec{R}$ ) et de l'angle de position azimuthale ( $\theta$ ) de la pale de référence.

$$\tan(\theta) = \frac{U_\infty \sin(\theta)}{U_\infty \cos(\theta) + R\omega} = \frac{\sin(\theta)}{\cos(\theta) + \frac{R\omega}{U_\infty}} \quad (1.23)$$

En exprimant l'angle azimutal en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$ , l'équation (1.23) devient :

$$\tan(\theta) = \frac{\sin(\theta)}{\cos(\theta) + \lambda} \quad (1.24)$$

Compte tenue la décomposition d'un triangle des vitesses illustrée dans de la figure 1.16, nous pouvons écrire la relation liant entre les trois angles par l'équation (1.25) :

$$\alpha = \phi + \beta \quad (1.25)$$

En utilisant l'équation (1.24), l'angle d'attaque et le maximum de l'angle d'attaque ( $\alpha_{max}$ ) du profil peuvent être exprimés respectivement par l'équation (1.26) et l'équation (1.27).

$$\alpha = \tan^{-1} \left[ \frac{\sin(\theta)}{\cos(\theta) + \lambda} \right] + \beta \quad (1.26)$$

$$\alpha_{max} = \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 - 1}} + \beta \quad (1.27)$$

La figure 1.19 nous illustre quant à elle, la variation d'angle d'incidence en fonction de la position azimutale de l'hydrolienne pour différents paramètres d'avance. Cet angle d'incidence varie au cours de la rotation de la pale selon la position de l'angle azimutale ( $\theta$ ) de la pale. Cependant, l'angle d'incidence alterne un signe positif dans la zone amont et un signe négatif dans la zone aval de l'hydrolienne. Le maximum de l'angle d'incidence ( $\alpha_{max}$ ) décroît au fur et à mesure que la vitesse de rotation de l'hydrolienne augmente.

Pour un angle de positionnement de la pale donné, l'angle d'incidence du profil fixe diminue avec l'augmentation du paramètre d'avance. En effet, pour des valeurs suffisamment grandes de paramètre d'avance, la pale ne subit pas de décrochage pendant sa révolution ( $\alpha \leq \alpha_{décrochage}$ ). Pourtant, pour des faibles valeurs de  $\lambda$ , il y aura du décrochage pendant une majeure partie de la rotation des pales ( $\alpha > \alpha_{décrochage}$ ), ce qui induit un affaiblissement de l'effort de portance. La diminution de ce dernier entraîne la réduction de la performance de l'hydrolienne pour des valeurs élevées du paramètre d'avance. Les phénomènes de décrochage seront donc diminués à grande vitesse de rotation. Compte tenu de la rotation de la pale, la valeur de l'angle pour lequel le décrochage apparaît est plus grande que de la valeur de l'angle de décrochage statique (Aumelas, 2011).

D'après les travaux de Sheldahl & Klimas (1981), l'angle de décrochage statique de l'ordre de  $12^\circ$  est largement dépassé sur une grande plage de position de la pale, en particulier pour les paramètres d'avance faibles. Sachant que la plupart des hydroliennes fonctionnent avec un paramètre d'avance d'environ 2 à 3 en conditions nominales, il est ainsi possible de s'attendre à des décollements importants dans la machine.

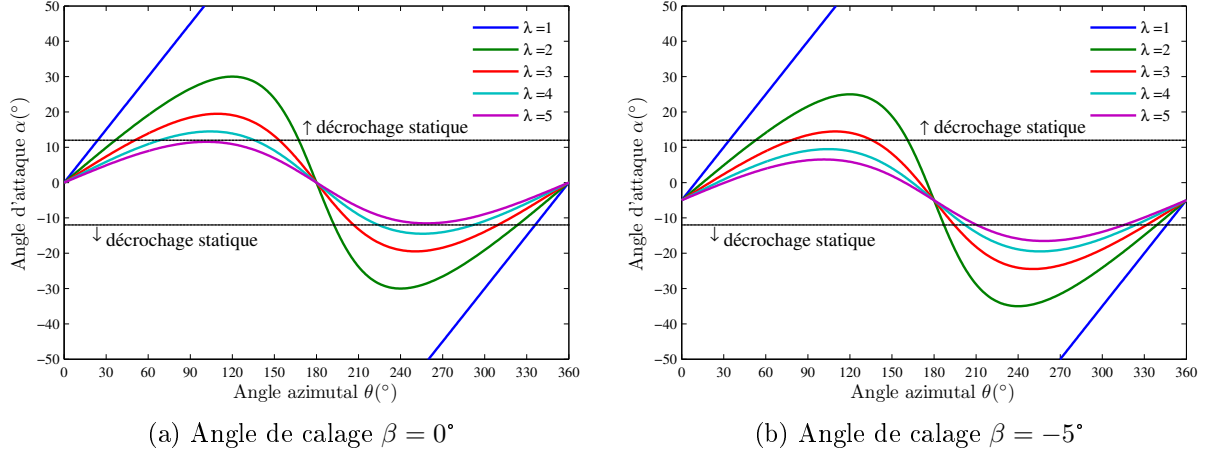


FIGURE 1.19 – Variation de l'angle d'attaque sur un tour pour différentes valeurs du paramètre d'avance  $\lambda$  et  $\alpha_{\text{décrochage}} = 12^\circ$

### 1.6.3.2 Efforts tangentiel et normal

La connaissance de la vitesse de l'écoulement à l'infini ( $\vec{U}_\infty$ ), du rayon de la turbine ( $R$ ) et de la vitesse de rotation ( $\vec{\omega}$ ) permet de déterminer la vitesse relative ( $\vec{W}$ ) et par voie de conséquence les forces hydrodynamiques qui agissent sur les pales. Les forces exercées sur les pales sont présentées sur la figure 1.16.

Les efforts normal  $\vec{F}_N$  et tangentiel  $\vec{F}_T$  sont les projections de portance  $\vec{L}$  et de traînée  $\vec{D}$  dans le repère relatif à la pale ( $O; \vec{e}_r; \vec{e}_\theta$ ). En effet, l'action motrice de la turbine est globalement assurée par la portance, et la contrepartie résistive est principalement due à la force de traînée. La correspondance entre les forces de portance-traînée et les forces normale-tangentielle est donnée par les équations (1.28) et (1.29) ci-dessous :

$$\begin{cases} F_T = L \sin(\phi) - D \cos(\phi) \\ F_N = L \cos(\phi) + D \sin(\phi) \end{cases} \quad (1.28)$$

$$\begin{cases} F_T = L \sin(\alpha - \beta) - D \cos(\alpha - \beta) \\ F_N = L \cos(\alpha - \beta) + D \sin(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (1.29)$$

En supposant que chaque pale est isolée des autres (pas d'interaction entre les pales) et les effets transitoires sont négligés. Cependant, la figure 1.20 propose l'évolution des efforts tangentiels et normaux résultant sur une pale en rotation. La liaison entre de ces forces hydrodynamiques (tangentiels et normales) du repère relatif à la pale au repère absolu est définie par l'équation (1.30) suivante :

$$\begin{bmatrix} \vec{F}_T \\ \vec{F}_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{F}_x \\ \vec{F}_y \end{bmatrix} \quad (1.30)$$

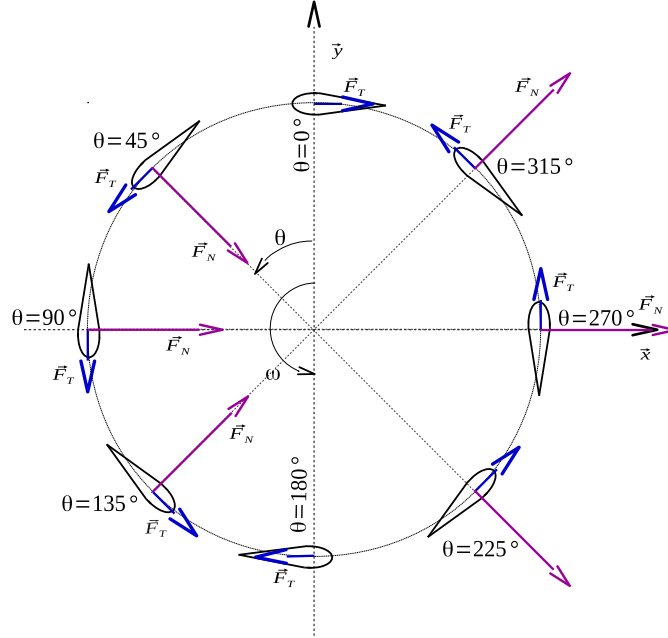


FIGURE 1.20 – Évolution des forces engendrées sur la pale (Zanette, 2010)

Le couple disponible sur une turbine hydrolienne est donné par la force  $\vec{F}_T$ , tangentielle au cercle de rotation. Dans le demi-disque amont, quand l'angle de positionnement  $\theta$  augmente depuis la position  $0^\circ$ , la force tangentielle devient positive et atteint un maximum vers  $90^\circ$  avant de décroître jusqu'à la  $180^\circ$ . On observe le même comportement dans le demi-disque aval entre les positions  $180^\circ$  et  $360^\circ$ . La force tangentielle est positive et donc motrice dans la majorité des positions sauf lorsque le plan symétrique du profil de l'élément de pale est parallèle à la direction de l'écoulement ou proche de cette position, autour de  $0^\circ$  et  $180^\circ$  où elle est négative et donc freine la turbine.

En revanche, la force  $\vec{F}_N$  est une force déterminante pour la tenue mécanique des pales car elle est très variable et engendre un chargement alterné sur la pale. Néanmoins, cette force se rajoutera à la force centrifuge et le fait que  $\vec{F}_N$  soit maximale dans le demi-disque amont et elle est corrigée par cette force centrifuge dans le demi-disque aval.

Les forces hydrodynamiques s'expriment par des coefficients adimensionnels afin de caractériser les propriétés hydrodynamiques et afin de pouvoir les adapter rapidement à d'autres géométries et d'autres caractéristiques de fluides. À l'échelle de la pale, ces efforts hydrodynamiques (aérodynamiques) qui s'exercent peuvent être projetés dans différents repères. Les forces de portance, de traînée, tangentielle et normale sont adimensionnées par la corde  $C$  du profil, la hauteur  $H$  de la pale, la vitesse relative  $W$  et la masse volumique du fluide  $\rho$  :

$$\begin{cases} C_t = \frac{F_T}{\frac{1}{2}\rho(CH)W^2} & C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho(CH)W^2} \\ C_n = \frac{F_N}{\frac{1}{2}\rho(CH)W^2} & C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho(CH)W^2} \end{cases} \quad (1.31)$$

Et à l'aide des coefficients adimensionnels de l'équation (1.31), il est possible d'établir une relation entre eux par l'équation (1.32).

$$\begin{cases} C_t = C_L \sin(\alpha - \beta) - C_D \cos(\alpha - \beta) \\ C_n = C_L \cos(\alpha - \beta) + C_D \sin(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (1.32)$$

À l'échelle de la turbine, le même principe est appliqué en normalisant les différents efforts par le diamètre de la turbine ( $D = 2R$ ), la hauteur de la turbine  $H$ , la vitesse d'écoulement de l'eau  $U_\infty$  et la masse volumique de l'eau  $\rho$ . En effet, les coefficients des efforts de traînée projetés selon les directions x, y et z sont exprimés respectivement par l'équation (1.33).

$$C_X = \frac{F_X}{\frac{1}{2}\rho(DH)U_\infty^2} \quad C_Y = \frac{F_Y}{\frac{1}{2}\rho(DH)U_\infty^2} \quad C_Z = \frac{F_Z}{\frac{1}{2}\rho(DH)U_\infty^2} \quad (1.33)$$

Dans cette équation, on trouve  $F_X$  l'effort de traînée selon l'écoulement,  $F_Y$  l'effort de traînée transverse à l'écoulement et  $F_Z$  l'effort axial.

Généralement, les coefficients de traînée  $C_D$  et de portance  $C_L$  sont déterminés à partir des expériences faites en soufflerie. En fonction du profil de la pale à utiliser, ils peuvent exprimer soit par la formule semi-empirique, soit par la table des données vérifiées au laboratoire. Dans cette étude, ces coefficients sont obtenus en faisant l'interpolation des données expérimentales en fonction de nombre de Reynolds et de l'angle d'attaque.

Il est à noter que l'hydrolienne ayant un comportement cyclique, il est possible d'évaluer soit des coefficients instantanés, soit des coefficients moyens calculés sur un tour une fois la périodicité de l'écoulement établie.

### 1.6.3.3 Coefficients de couple et de puissance

Le coefficient de couple  $C_T$  et celui de puissance  $C_P$  sont des paramètres importants pour le fonctionnement de l'hydrolienne, qui permettent de caractériser les performances de l'hydrolienne. Ils sont adimensionnés par la surface de référence balayée par le rotor ou maître couple ( $S_{REF} = 2RH$ ), par la vitesse de l'écoulement à l'infini non perturbé  $U_\infty$  et par la masse volumique du fluide  $\rho$ .

Pendant une révolution de la turbine, les pales décrivent un cylindre. La surface de référence balayée par les pales n'est qu'une section de ce cylindre, un rectangle de surface  $S_{REF}$  comme montré sur la figure 1.21.

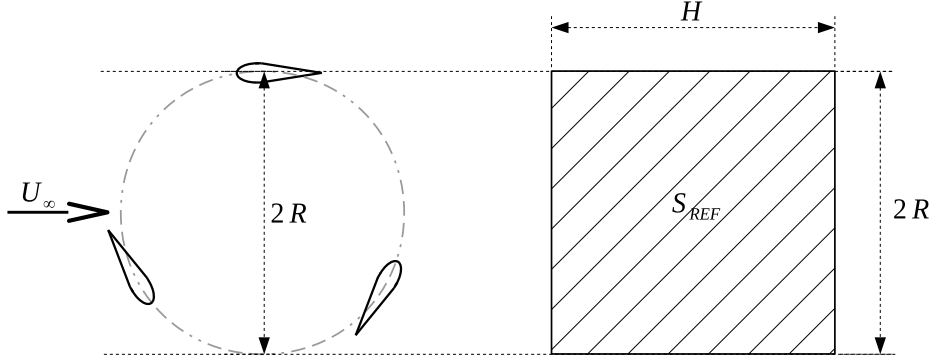


FIGURE 1.21 – Surface de référence balayée par les pales

Le coefficient de couple  $C_T$  (ou coefficient de moment) est défini en normalisant le moment de torsion au moyen de diamètre de l'hydrolienne et de la vitesse du fluide. Les équations (1.34) et (1.35) sont respectivement le couple par rapport à l'axe de rotation et le coefficient de couple de l'hydrolienne.

$$T = R(L \sin(\alpha - \beta) - D \cos(\alpha - \beta)) \quad (1.34)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho S_{REF} U_\infty^2} \quad (1.35)$$

Le coefficient de puissance  $C_P$ , le plus représentatif de la performance de la turbine, donne le rendement de la machine. Ce coefficient de puissance de l'équation (1.36) définit le rapport entre la puissance motrice  $P$  recueillie par l'arbre de rotation et la puissance cinétique théorique de l'écoulement à l'infini amont qui traverse la section transversale du rotor.

$$\begin{cases} C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho S_{REF} U_\infty^3} \\ P = T\omega \end{cases} \quad (1.36)$$

Étant donné que la puissance mécanique  $P$  est directement liée par le couple  $T$  et la vitesse de rotation  $\omega$ , le coefficient de puissance  $C_P$  peut s'exprimer en fonction du coefficient de couple  $C_T$  et du paramètre d'avance  $\lambda$  par l'équation (1.37).

$$C_P = \lambda C_T \quad (1.37)$$

Betz (1920) a montré que le coefficient de puissance moyen sur un tour ne peut pas être supérieur à  $16/27$  soit  $0.59\%$  sur un modèle de tube de courant unidirectionnel. C'est cette limite théorique appelée la limite de Betz qui fixe la puissance maximale extractible d'une turbine libre pour une vitesse de courant d'eau. L'énergie maximale susceptible d'être

recueillie par une hydrolienne ne peut dépasser en aucun cas 59% de l'énergie cinétique de la masse d'eau qui traverse l'hydrolienne. Dans la pratique, jusqu'à présent, seulement 40 à 50% de cette puissance maximale théorique peut être exploitée par les dispositifs les plus perfectionnés (Dellinger, 2011). Ce rendement, appelé coefficient de puissance  $C_P$  de l'hydrolienne, est propre à chaque dispositif. De plus, le coefficient de puissance dépend du nombre de pales du rotor et de leurs formes géométriques et hydrodynamiques de l'hydrolienne.

## 1.7 Analyse physique des hydroliennes à axe vertical

### 1.7.1 Distribution du coefficient de puissance

La figure 1.22 présente une évolution typique du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance. Suivant l'importance des effets primaires (dynamiques) par rapport aux effets secondaires (visqueux), Paraschivoiu (2002) distingue la courbe de performance en trois zones.

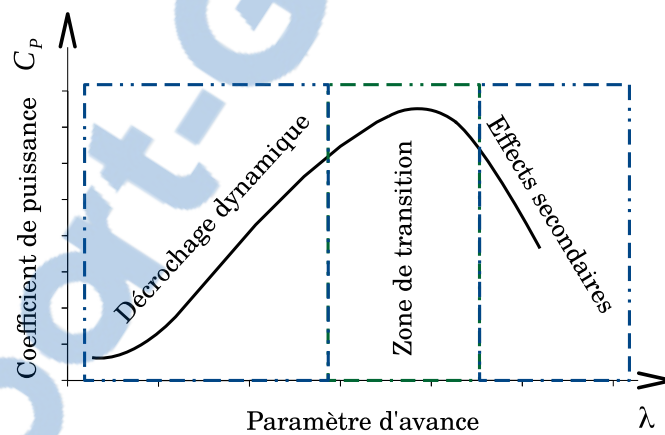


FIGURE 1.22 – Évolution typique du coefficient de puissance moyen en fonction du paramètre d'avance

Une première zone où les paramètres d'avances sont faibles alors les pales subissent des décrochages dynamiques intenses dus aux angles d'incidence élevées sur la pale. Dans cette région, les grosses structures tourbillonnaires se développent puis se détachent des pales pour être ensuite convectées vers l'aval. Une deuxième zone où les paramètres d'avances sont les plus élevés, les effets visqueux (frottements) pénalisent la performance à cause de la prédominance de la traînée des différents éléments constitutifs de la machine, de la masse ajoutée et de la viscosité due aux faibles valeurs des angles d'incidence. Entre les deux régions, il y a une zone de transition (zone utile) qui présente un compromis entre les effets dynamiques et les effets visqueux. C'est dans cette zone que les performances

( $C_{Popt}$ ) les plus élevées de la turbine sont localisées. Pour des éoliennes Darrieus, la plage du paramètre d'avance  $\lambda$  ne dépasse pas 10. Pourtant dans le cas des hydroliennes, ce paramètre ne dépasse pas 5 (Menchaca, 2011). En résumé, la courbe de puissance en fonction de paramètre d'avance présente une forme de cloche, limitée d'un côté par le décrochage dynamique, de l'autre par la viscosité. Le rendement est optimal quand les deux effets s'équilibrent.

## 1.7.2 Analyse de démarrage de l'hydrolienne

Sur un tour de révolution de la turbine hydrolienne à axe vertical de rayon  $R$ , on considère quatre positions de la pale suivant la trajectoire d'un profil hydrodynamique symétrique de la corde  $C$ . En traçant les composantes des forces hydrodynamiques appliquées à la pale et les vecteurs vitesses, on peut décomposer la surface du rotor en quatre zones : deux zones motrices et deux zones de freinage. Ces deux zones motrices sont situées dans une partie du demi-disque amont et une partie du demi-disque aval de la turbine. La figure 1.23 présente les zones motrices et freinage pendant la rotation des pales de l'hydrolienne à axe vertical.

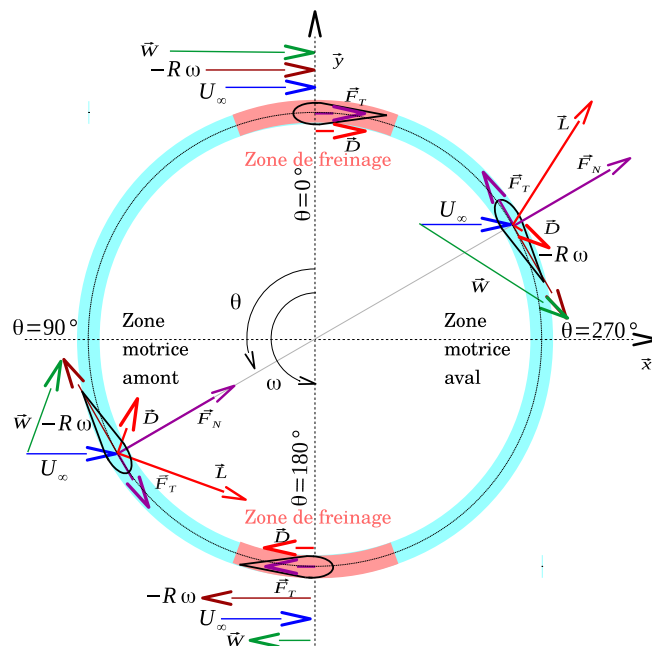


FIGURE 1.23 – Analyse bi-dimensionnelle des zones motrices et de freinage dans une turbine hydrolienne à axe vertical

D'une manière générale, les zones de freinage sont localisées dans les zones haute et basse de la figure 1.23 où l'angle azimutal  $\theta$  proche de  $0^\circ$  et de  $180^\circ$ . Dans ces zones, il y a une prépondérance de la traînée devant la portance d'une part et, le vecteur vitesse infini amont et celui de vitesse de rotation de la pale sont colinéaires d'autre part. Ce qui implique qu'elles fournissent un couple de freinage. Cette difficulté d'auto-démarrage



d'une turbine à flux transverse est une conséquence de l'existence de ces deux zones de freinage. Pour une turbine munie de deux pales, il y a une position d'équilibre lorsque les pales se situent dans ces deux zones. En revanche, avec un nombre de pales supérieur ou égal à quatre, il est possible que la turbine auto-démarré. Mais cela est également conditionné par le nombre de Reynolds et par la position de départ des pales. Un nombre important de pales n'est pas souhaitable pour le fonctionnement d'une turbine Darrieus à cause de la forte dépendance entre la puissance récupérée et la solidité.

### 1.7.3 Décrochage dynamique

La rotation des pales de l'hydrolienne dans un écoulement entraîne une variation cyclique de l'angle d'incidence. Cette variation permet dans certaines conditions de dépasser l'angle de décrochage statique, tout en conservant une augmentation de la portance, par un phénomène appelé décrochage dynamique.

Le décrochage dynamique est un élément important du fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical qui contribue largement ses performances. L'écoulement des courants marins/fluviaux au sein de cette hydrolienne, est fortement instable, turbulent et tridimensionnel (Menchaca, 2011). Dans ces conditions, le décrochage dynamique apparaît, caractérisé par des lâchers de tourbillons au bord d'attaque et au bord de fuite des pales. Ce phénomène a lieu durant toute la rotation des pales et l'interaction entre pales et tourbillons. Un ou plusieurs couples de tourbillons contrarotatifs se forment dans le sillage des pales (Figure 1.24a).

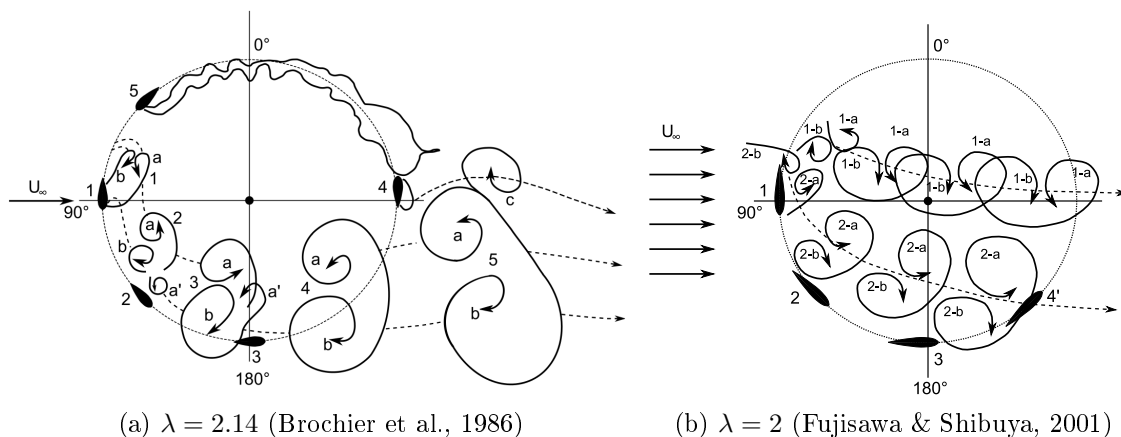


FIGURE 1.24 – Écoulement tourbillonnaire dans une turbine Darrieus

Selon certains calculs, le décrochage dynamique améliore les performances de la turbine (Andreica, 2009). Dans la littérature, on trouve deux explications à ce phénomène (McCroskey, 1981; Laneville & Vittecoq, 1986). La première suppose que le passage des pales dans les tourbillons augmente la portance. La deuxième suggère que le simple retard au

décrochage, comparé au décrochage statique permet d'accroître les performances des hydroliennes. Les visualisations des tourbillons dans la figure 1.24b faites par Fujisawa & Shibuya (2001) confirme la dynamique tourbillonnaire observé par Brochier et al. (1986)

Il est intéressant de mentionner que le terme décollement statique (ou décollement dynamique) se réfère à l'instabilité de la couche limite, qui commence avec un bulbe de décollement et qui peut arriver au décrochage statique ou dynamique (*stall en anglais*).

## 1.8 Conclusion

Ce premier chapitre permet d'avoir une vision élargie des développements et des travaux en cours sur l'énergie hydroliennes marines et fluviaux. Toutefois, il apparaît donc que les projets hydroliennes fluviaux sont moins nombreux que les projets hydroliennes marines. Des technologies des hydroliennes existantes ont été présentées. Mais, dans la suite de cette thèse, seule une hydrolienne à axe vertical sera l'objet de ces travaux. Les principaux avantages d'une hydrolienne à axe vertical par rapport à une hydrolienne à axe horizontal sont l'indépendance de la direction des courants et la simplicité du design des pales. L'exploitation de l'énergie cinétique des courants marins et fluviaux sont majoritairement semblable à l'exploitation de l'énergie cinétique du vent. Néanmoins, l'avantage majeur des hydroliennes est la meilleure prédictibilité de la ressource.

Le principe du fonctionnement des hydroliennes à axe vertical basé sur les forces de portance est également présenté dans ce chapitre. La modélisation hydrodynamique de cette turbine a été soigneusement expliquée afin de la mettre en évidence dans la modélisation numérique. Dans ces travaux, il est indispensable de se référer aux deux paramètres de fonctionnement (coefficient de puissance et coefficient de couple) pour évaluer les performances des hydroliennes. Le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne est localisé à la zone de transition de la distribution du coefficient de puissance. Pendant la rotation, une turbine hydrolienne a rencontré des zones motrices et zones de freinages. Les variations de l'angle d'attaque pendant la rotation provoquent l'apparition du phénomène de décrochage dynamique permettant d'améliorer les performances de l'hydrolienne.

# Chapitre 2

## Modélisation numérique d'une hydrolienne à axe vertical

### 2.1 Introduction

Pour palier les inconvénients majeurs des essais expérimentaux, notamment la taille des infrastructures et des prototypes à des échelles proches de la réalité, une approche de modélisation numérique est un outil fondamental dans l'étude de l'hydrolienne. Ce chapitre vise à exposer la méthode numérique utilisée dans le cadre de cette thèse pour modéliser le comportement d'hydroliennes. Cette méthode permet d'analyser les performances de l'hydrolienne, en termes des coefficients de puissance et de couple.

Dans la littérature, plusieurs études numériques ont été menées pour obtenir des prédictions des coefficients de puissance et de couple des hydroliennes à axe vertical (Myeck, 2013; Elghali et al., 2007; Bahaj et al., 2007). De plus, depuis le début des années 70, plusieurs modèles aérodynamiques stationnaires ont été proposés pour modéliser les turbines éoliennes de type Darrieus (Amet, 2009). D'ailleurs, les rendements aérodynamique des éoliennes communément appelés coefficients de puissance ont été décrits par les équations mathématiques (Pierre, 2015). Par ailleurs, peu des études numériques a été réalisée permettant d'analyser en détail les comportements des hydroliennes à axe vertical. Cependant, l'approche proposée dans ce chapitre permet de contribuer à la modélisation numérique de ces hydroliennes.

Dans ce chapitre, nous présentons tout d'abord la modélisation de la ressource d'énergie des courants qui permet d'estimer la vitesse. Puis, la théorie du disque actuateur sera exposée, ce qui permet de déterminer les coefficients de puissance et de poussée d'un tube de courant. Ensuite, nous proposons d'étudier en détails les trois méthodes numériques, fondées sur le théorème de la conservation de la quantité de mouvement (QDM), permettant de caractériser les hydroliennes. En effet, ces modèles QDM consistent à écrire que

la variation de la quantité de mouvement dans un tube de courant traversant la turbine est égale aux forces de poussées que ce tube exerce sur les pales. Le premier de ces modèles utilise un seul tube de courant développé par Templin (1974). Ensuite, le modèle de Strickland (1975) introduit les tubes de courant multiples. Enfin, les modèles à tubes de courant multiples avec deux disques amont et aval de Paraschivoiu & Delclaux (1983) sont devenus la référence de la littérature. Les performances des hydroliennes seront également évaluées à la fois par le coefficient de puissance et le coefficient de couple.

## 2.2 Modélisation de la ressource

La source primaire d'énergie pour les turbines hydroliennes est principalement l'énergie cinétique du courant marin ou fluvial. En général, la distribution de la vitesse du courant d'eau a une forme du type présenté dans la figure 2.1. Il est à remarquer que la vitesse du courant est sensiblement plus élevée près de la surface libre que près du fond.

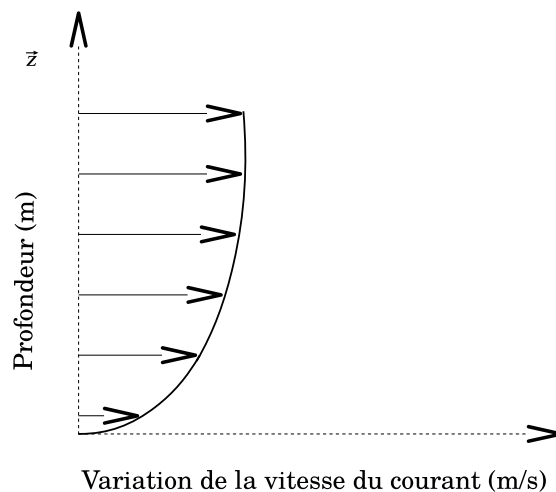


FIGURE 2.1 – Variation de la vitesse du courant avec la profondeur

Des études plus avancées sur la ressource en milieu marin ont été réalisées au Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels (Ploesteanu, 2004). Trois sites potentiels pour lesquels des données du milieu marin ont été identifiées :

- le Raz Blanchard en France caractérisé par des courants prédictibles de fortes intensités de 4 à 5m/s, à 2 km proche des côtes et avec de faibles profondeurs (50m) ;
- le Golfe du Lion où les vitesses sont très faibles (inférieurs à 0.3m/s) et des profondeurs significatives de 2000 m. De plus, ces courants se trouvent à 50-100km des côtes tout en étant ressentis jusqu'à 250m de profondeur ;
- le Nord du Brésil avec des vitesses modérées (inférieurs à 1.5m/s) et de très grandes

profondeurs (jusqu'à 4000m). Le courant est encore ressenti jusqu'à 500m de profondeur.

La présence de la couche limite sur le fond du canal ou des océans peut provoquer la réduction de vitesse du courant par rapport à la surface libre. En effet, la compréhension de l'évolution du profil vertical de vitesse dans un écoulement est nécessaire pour la conception des hydroliennes. De plus, elle peut être déterminante pour le choix de la taille de la structure associée avec la turbine hydrolienne. En milieu naturel, la vitesse du courant peut être modifiée par une combinaison de facteurs tels que : l'effet du vent sur la surface libre, la houle, la turbulence, la bathymétrie. Cependant, une loi de puissance peut être utilisée pour modéliser les profils de vitesse du courant. Pour un écoulement uniforme turbulent, le profil vertical de vitesse à une hauteur ( $z$ ) au dessus du fond marin suit approximativement une loi de puissance septième suivant la profondeur de l'écoulement (Maganga, 2011) et est défini par l'équation 2.1.

$$\begin{cases} u(z) = \left(\frac{z}{p}\right)^{1/7} \langle u \rangle & \text{si } z \in [0, p] \\ u(z) = \langle u \rangle & \text{si } z \in [p, h] \end{cases} \quad (2.1)$$

avec  $p$  est l'épaisseur de la couche limite sur le fond,  $\langle u \rangle$  est la vitesse moyenne du courant hors de la couche limite.

Les informations sur les ressources fluviales sont difficilement disponibles et souvent confidentielles. Afin de modéliser le courant fluvial quand le cours d'eau est considéré régulier, une valeur constante lui est allouée. En réalité, les ressources fluviales régulières peuvent avoir des variations des courants autour de la valeur moyenne. Toutefois, ces variations sont lentes, sur plusieurs jours, même plusieurs mois. A titre illustratif, la figure 2.2 montre la variation mensuelle de la vitesse du courant d'eau fluvial dans un canal.

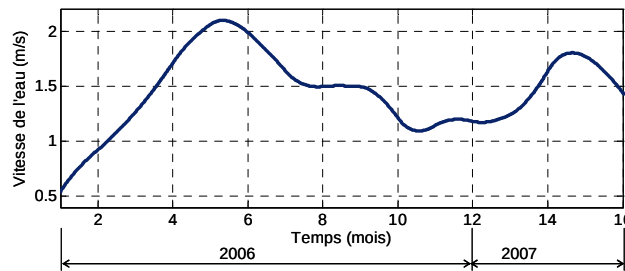


FIGURE 2.2 – Variation mensuelle de la vitesse de l'eau dans un canal (Maganga, 2011)

Dans le cadre des travaux développés dans cette thèse, les hydroliennes à flux transverse sont considérées, et immergées dans un cours d'eau régulier fluvial ou dans un courant marin. A cet égard, la vitesse du courant est supposée égale à la valeur moyenne constante.

## 2.3 Théorie du disque actuateur et limite de Betz

### 2.3.1 Description du modèle

La théorie de Betz (1926) permet d'évaluer la puissance théorique maximale développée par une machine à axe horizontale par rapport à la puissance incidente de l'écoulement traversant le rotor. Elle permet de prendre en compte le fait qu'une partie du tube de courant amont passe à l'extérieur de la machine et ne peut pas transférer son énergie.

Le plus simple modèle hydrodynamique de l'hydrolienne est appelé modèle de disque d'actuateur (modèle de disque actif) où le rotor est représenté par un disque homogène, d'épaisseur nulle. La théorie de Froude-Rankine développe ce modèle qui ne porte que sur l'écoulement moyen (Deboev, 2009). Ce modèle est extrêmement simplifié et repose sur les hypothèses suivantes (Duncan, 1962) : l'écoulement est homogène et incompressible, la vitesse de l'écoulement est constante loin du plan du rotor, la composante de rotation de fluide due à la rotation de la pale est égale zéro, l'écoulement est rotationnellement et symétrique, le fluide passe au travers du rotor sans frottement, il y a la continuité de vitesse à travers le disque et l'infinité de nombre de pales, la pression statique éloignée du disque en amont et en aval est égale à la pression atmosphérique. La figure 2.3 illustre ce modèle de la turbine à un simple tube de courant.

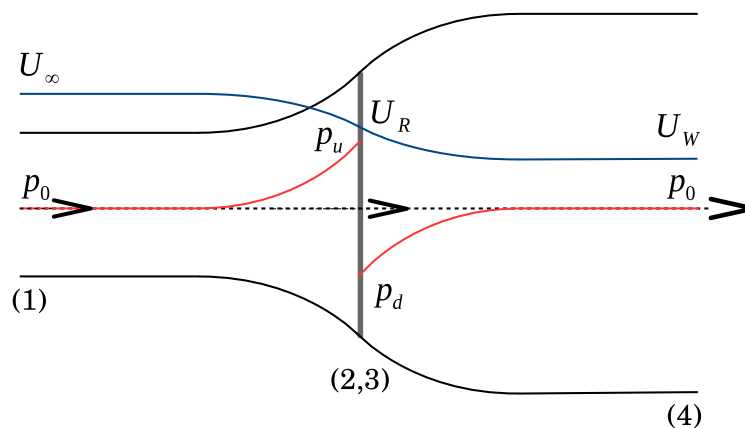


FIGURE 2.3 – Modélisation du rotor hydrolien par un disque actif

Les distributions de la vitesse et de la pression sont également illustrées sur cette figure. À cause de la continuité de la vitesse, le diamètre de tube de courant doit s'élargir au fur et à mesure la vitesse diminue progressivement. Au passage de l'écoulement au niveau du rotor, il y a une brusque chute de pression, ce qui contribue à la création du couple utile entraînant la rotation des pales de la turbine.

### 2.3.2 Équation de continuité

Dans ce volume de contrôle, le fluide est ralenti du fait que le diamètre du tube de courant, enveloppe l'écoulement à travers l'hydrolienne s'agrandit de l'amont à l'aval en traversant le rotor (figure 2.3). La turbine est représentée par un disque d'actuateur uniforme qui crée une discontinuité de la pression au niveau du rotor. Pourtant, la continuité de la vitesse au travers du disque existe. En conséquence, les vitesses d'écoulement axiales juste avant et juste après le disque sont égales (Mulugeta et al., 2013).

$$U_2 = U_3 = U_R \quad (2.2)$$

En supposant que l'écoulement du fluide est stable, d'une part, et selon le principe de continuité, d'autre part, le débit massique ( $\dot{m} = dm/dt$ ), qui passe par la section de contrôle ( $A$ ) au niveau du disque est défini par l'équation (2.3).

$$\dot{m} = \rho A U_R \quad (2.3)$$

### 2.3.3 Bilan de quantité de mouvement

En appliquant la loi de conservation de la quantité de mouvement au volume de contrôle de la figure 2.3, qui englobe le tube de courant, une force peut être trouvée dans ce volume de contrôle. Cette force est égale à la force de poussée dans la direction de l'écoulement du fluide (nommée force de traînée), qui est la force exercée par l'écoulement sur le disque évaluée par :

$$T = \dot{m}(U_\infty - U_W) \quad (2.4)$$

Afin d'obtenir la différence de pression, l'équation de Bernoulli peut être utilisée dans deux volumes de contrôle composés par la zone amont (de la section 1 à 2) et la zone aval (de la section 3 à 4) du disque actuateur :

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 = P_u + \frac{1}{2}\rho U_R^2 \quad (2.5)$$

$$P_d + \frac{1}{2}\rho U_R^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho U_W^2 \quad (2.6)$$

Au travers du disque, la pression subit une discontinuité de valeur  $\Delta P = (P_u - P_d)$ . La force de poussée peut être exprimée aussi par la somme des forces appliquées à chaque face de disque :

$$T = A\Delta P \quad (2.7)$$

Par ailleurs, en substituant les équations (2.5) et (2.6), la discontinuité de la pression  $\Delta P$  est déterminée par l'équation (2.8) :

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_W^2) \quad (2.8)$$

En rapportant la valeur de la diminution de la pression de l'équation (2.8) dans l'équation (2.7), alors l'expression de la force de poussée agissant sur les pales devient :

$$T = \frac{1}{2}\rho A(U_\infty^2 - U_W^2) \quad (2.9)$$

En faisant l'égalité entre la force de poussée de l'équation (2.4) où l'expression de débit massique ( $\dot{m}$ ) est remplacée par l'équation (2.3) et la force de poussée de l'équation (2.9), la vitesse à travers le rotor apparaît comme étant la moyenne arithmétique des vitesses à l'amont et à l'aval :

$$U_R = \frac{U_\infty + U_W}{2} \quad (2.10)$$

Étant donné que le fluide est ralenti au niveau du disque par le saut de pression, il convient d'introduire la notion de facteur d'induction axial (ou facteur d'interférence)  $a$  qui traduit la diminution de la vitesse au niveau du rotor par rapport à la vitesse de l'écoulement en amont  $U_\infty$ .

$$a = \frac{U_\infty - U_R}{U_\infty} \quad (2.11)$$

À partir des équations (2.10) et (2.11), la vitesse induite de l'équation (2.12) et la vitesse en aval du disque d'équation (2.13) peuvent être exprimées en fonction du facteur d'induction axial et la vitesse de l'écoulement en amont non perturbée.

$$U_R = U_\infty (1 - a) \quad (2.12)$$

$$U_W = U_\infty (1 - 2a) \quad (2.13)$$

Par ailleurs, la vitesse induite en aval est deux fois moins élevée que la vitesse induite dans le plan du rotor. En effet, selon la théorie de Froude- Rankine, la vitesse induite maximale au niveau du disque ne doit pas être plus grande que la moitié de la vitesse en



amont (Deboev, 2009). Dans ce cas, à la limite théorique ( $a = 1/2$ ), la vitesse à l'infini aval devient nulle et le diamètre du tube de courant devient infini.

### 2.3.4 Coefficients de puissance et de poussée

La puissance extraite (récupérée) par la turbine de l'hydrolienne est égale à la force de poussée multipliée par la vitesse de l'écoulement au niveau du rotor.

$$P = TU_R \quad (2.14)$$

En utilisant l'équation (2.9), l'expression de la puissance récupérée par le disque devient :

$$P = \frac{1}{2}\rho A(U_\infty^2 - U_W^2)U_R \quad (2.15)$$

En substituant par  $U_R$  et  $U_W$  des équations (2.12) et (2.13) en équation (2.15), la puissance extraite peut être exprimée par l'équation (2.16).

$$P = 2\rho Aa(1 - a)^2U_\infty^2 \quad (2.16)$$

La performance de la turbine hydrolienne peut être exprimée par une puissance récupérée sous la forme adimensionnelle appelé coefficient de puissance  $C_P$ . Il est défini comme le rapport entre la puissance disponible du fluide et la puissance extraite :

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AU_\infty^2} \quad (2.17)$$

En utilisant les équations (2.16) et (2.17), le coefficient de puissance est exprimé en fonction du facteur d'induction axial par :

$$C_P = 4a(1 - a)^2 \quad (2.18)$$

De l'équation (2.9) et l'équation (2.13), la force de poussée axiale peut écrire sous la forme suivante :

$$T = 2\rho Aa(1 - a)U_\infty^2 \quad (2.19)$$

Par analogie avec la formulation du coefficient de puissance, le coefficient de poussée étant défini par le rapport entre la force de poussée et la pression dynamique qui est montré par l'équation (2.20).

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AU_\infty^2} \quad (2.20)$$

Finalement, en utilisant les équations (2.19) et (2.20), le coefficient de poussée devient :

$$C_T = 4a(1 - a) \quad (2.21)$$

Nous avons remarqué que le coefficient de poussée ( $C_T$ ) a une valeur maximale de 1 pour la valeur de facteur d'interférence ( $a = 1/2$ ) et la vitesse en aval de la turbine est égal à zéro. Le maximum du coefficient de puissance est ainsi obtenu et correspond au coefficient de poussée qui a une valeur de  $8/9$ .

La figure 2.4 nous permet de comprendre l'influence du facteur d'interférence sur les coefficients de puissance ( $C_P$ ) et de poussée ( $C_T$ ). Le coefficient de poussée est maximum et vaut 1 lorsque la vitesse en aval du rotor ( $U_W$ ) est nulle.

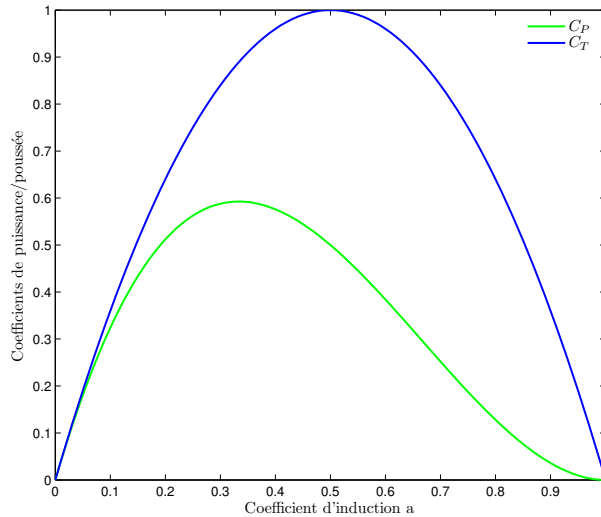


FIGURE 2.4 – Variation des coefficients de puissance  $C_P$  et de poussée  $C_T$  en fonction du facteur d'interférence  $a$

### 2.3.5 Limite de BETZ

L'équation (2.18) montre que le coefficient de puissance dépend du facteur d'induction axial  $a$ . La valeur maximale du coefficient de puissance ( $C_P$ ) est déterminée par l'équation (2.22). Il existe deux points pour lesquels la dérivée du coefficient de puissance est nulle, à savoir  $a = 1/3$  et  $a = 1$ . Ce dernier point n'a pas de sens physique car il implique  $U_R = 0$  et  $U_W = -U_\infty$ . Le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne ( $C_{Pmax} = 16/27$ ) est atteint pour un facteur d'interférence de  $1/3$ .

$$\frac{dC_P}{da} = 4(a - 1)(3a - 1) = 0 \quad (2.22)$$

Ce résultat nous a montré que pour une turbine idéale, la vitesse à travers le rotor est  $2/3$  de la vitesse de l'écoulement à l'infini en amont du rotor ( $U_R = \frac{2}{3}U_\infty$ ) et la vitesse en aval du rotor est  $1/3$  de la vitesse de l'écoulement à l'infini en amont du rotor ( $U_W = \frac{1}{3}U_\infty$ ). Dans cette condition, la puissance extraite sera maximale. Elle est généralement appelée limite de BETZ.

## 2.4 Formule empirique de Glauert

Il est important de rappeler que le facteur d'interférence dépasse  $1/3$ , les résultats de la théorie de l'élément de pale-quantité de mouvement (BEM - *Blade Element Momentum*) commencent à s'écarter de la réalité. Une valeur du facteur d'interférence ( $a > 1/2$ ) n'a pas de sens physique puisqu'elle entraîne une vitesse de fluide en aval négative. Dans ce cas, la turbine fonctionne en mode état de sillage turbulent et la théorie de Froude-Rankine n'est pas valable. Pour les corriger, Glauert (1926) a développé une relation empirique du coefficient de poussée qui était basée sur des expériences. Cette formulation empirique consiste à exprimer le coefficient de poussée pour le facteur d'induction est plus grand que  $1/3$ . Plusieurs chercheurs (Buhl, 2004 ; Burton et al., 2001 ; Brinck & Jeremejeff, 2013) ont apporté les modifications de la formule empirique de Glauert. Dans le présent du travail, les relations suivantes sont utilisées :

$$C_T = \begin{cases} 4a(1 - a) & 0.0 \leq a \leq 1/3 \\ 4a(1 - \frac{1}{4}(5 - 3a)a) & 1/3 < a \leq 1.0 \end{cases} \quad (2.23)$$

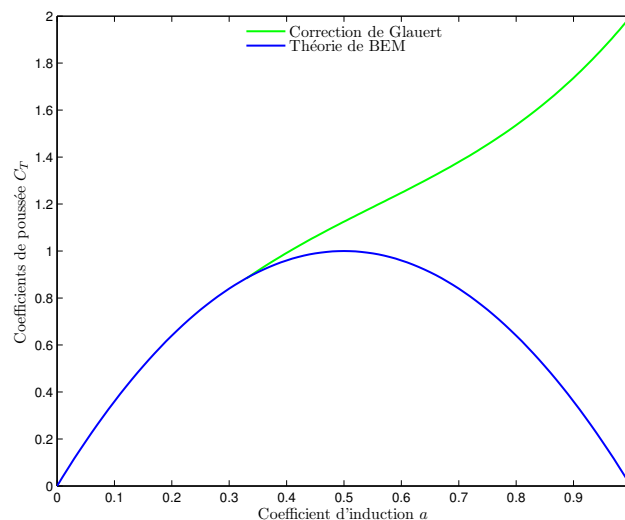


FIGURE 2.5 – Correction de Glauert

La figure 2.5 présente la correction du coefficient de poussée développé par Glauert lorsque le coefficient de perte est égal à un. La valeur du facteur d'induction est égal à 0.4, la

théorie de BEM et la correction de Glauert produisent la même valeur du coefficient de poussée à 0.96.

## 2.5 Théorie de deux disques actuateurs

La figure 2.6 représente la turbine hydrolienne modélisée par deux disques actuateurs amont et aval. Ce modèle à deux disques amont et aval propose une représentation de la turbine suivant deux disques plans successifs : un disque amont et un disque aval. Pour chacun des disques, il calcule une vitesse induite (ou vitesse à travers du disque d'actuateur) et un facteur d'interférence en amont d'abord, puis en aval.

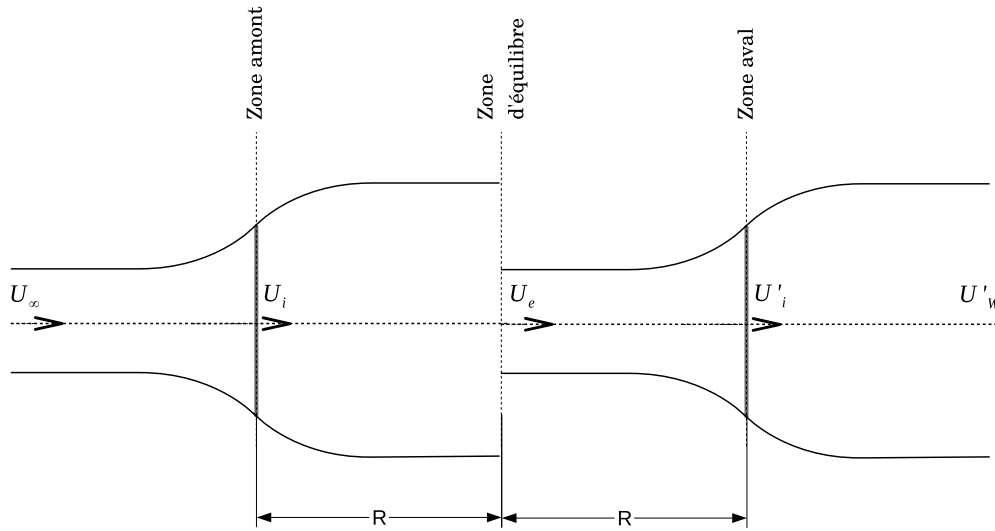


FIGURE 2.6 – Modèle de turbine à deux disques actuateurs

Pour le premier disque, la vitesse induite est exprimée par :

$$U_i = \frac{U_\infty + U_e}{2} \quad (2.24)$$

$$U_i = (1 - a)U_\infty \quad (2.25)$$

En utilisant les équations (2.24) et (2.25), la vitesse au passage de la zone d'équilibre est donnée par l'équation (2.26) suivante :

$$U_e = (2U_i - U_\infty) = (1 - 2a)U_\infty \quad (2.26)$$

Même méthode utilisée au premier disque, la vitesse induite au 2<sup>ème</sup> disque est :

$$U'_i = \frac{U_e + U'_W}{2} \quad (2.27)$$

En introduisant le facteur d'induction dans la zone aval ( $a'$ ) qui est exprimé par :

$$a' = \frac{U_e - U'_W}{U_e} \quad (2.28)$$

Enfin, la vitesse induite au niveau du 2<sup>ème</sup> disque est exprimée en fonction de la vitesse d'écoulement à l'infini en amont et les deux facteurs d'inductions par :

$$U'_i = (1 - a')(1 - 2a)U_\infty \quad (2.29)$$

## 2.6 Modèle à un tube de courant

Le modèle à un tube de courant (*Single Streamtube Model*) de Templin (1974) est le plus simple des modèles de QDM permettant de prévoir la performance de la turbine. Le rotor entier est remplacé par une unique surface actuatrice (un disque d'actuateur) perméable uniformément chargée capable de capter de l'énergie du courant (figure 2.7). Ainsi, il est l'un des premiers modèles numériques pour l'étude des éoliennes Darrieus. La vitesse de l'écoulement du fluide est supposée uniforme et constante dans le rotor et on ne tient compte des variations de vitesse à l'amont et à l'aval du disque. On considère un tube de courant qui traverse le rotor dans lequel les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse suffisent à définir une vitesse  $U_e$  de l'écoulement au niveau du disque actuateur. Cette vitesse est égale à la moyenne de la vitesse infinie amont,  $U_\infty$  et de la vitesse à l'aval,  $U_W$ . La variation de quantité de mouvement à travers le disque d'actuateur dans la direction de l'écoulement peut être associée à la somme des forces hydrodynamiques agissant sur les pales dans cette même direction. La somme des forces hydrodynamiques représente la traînée totale du rotor (l'effort axial) et se déduit du saut de pression à travers la surface actuatrice.

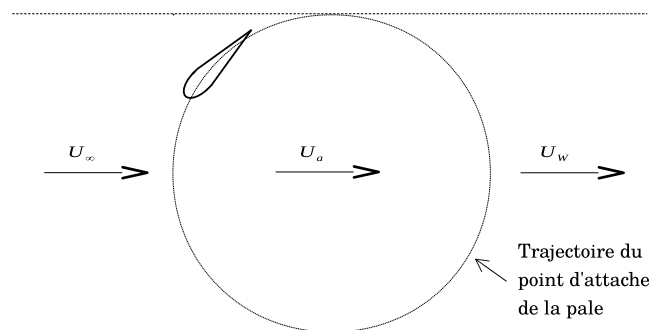


FIGURE 2.7 – Modèle à un tube de courant

L'inconnue dans le système d'équation formé par cette théorie est la vitesse  $U_e$  au niveau du disque d'actuateur. La déduction finale de cette vitesse par résolution numérique permet de déterminer finalement le couple et la puissance produits par la turbine par intégration des efforts sur toute la rotation.

Les pales d'une turbine sont modélisées à une seule pale équivalente, dont la corde est la somme de toutes les cordes des pales. Les caractéristiques hydrodynamiques des profils (portance, traînée) sont extraites par des données expérimentales disponibles. En général, un nombre de Reynolds moyen ( $Re_C$ ), basé sur la corde et sur la vitesse périphérique, est utilisé. Il est convenient de noter que le modèle à tube de courant est fondé sur la théorie d'un disque d'actuateur.

Le modèle numérique à un tube de courant est majoritairement le plus utilisé dans la littérature. L'intérêt du modèle est la rapidité de calcul, la simplicité d'implémentation et le résultat représentant d'une approximation globale des puissances moyennes développées par les turbines à axe vertical. Dans une étude menée par Strickland (1975), le modèle de simple tube de courant est adapté pour des pales faiblement chargées, dont le paramètre d'avance et la solidité sont des faibles valeurs. En effet, la distribution de vitesse est raisonnablement uniforme dans le rotor et sensiblement proche de la vitesse de l'écoulement à l'infini amont.

## 2.7 Modèle à tubes de courants multiples

### 2.7.1 Principe du modèle à tubes de courants multiples

Au final le problème de modélisation de l'hydrolienne est monodimensionnel, et il faut considérer que le déficit de vitesse est unique et uniforme sur toute la surface balayée par le rotor. Pour pallier ce défaut d'homogénéité, Strickland (1975) a été proposé de développer un modèle à tubes de courant multiples (*Multiple Streamtube Model*). Cette approche consiste à diviser en plusieurs tubes de courants adjacents la surface du rotor dont la description est illustrée par la figure 2.8, indépendants du point de vue aérodynamique. De plus, ce modèle résout l'équation de la QDM pour chacun d'eux en tenant compte des variations de la vitesse induite suivant le plan vertical et suivant les différentes positions azimutales. La principale amélioration apportée dans ce modèle par rapport au celui à un tube de courant est qu'il y a différentes vitesses induites possibles. Chaque tube de courant a sa propre vitesse de l'écoulement en amont et en aval de la turbine. La précision de cette méthode dépend le nombre de tubes de courants à utiliser.

Le développement du modèle de simple tube de courant permet d'avoir une amélioration des résultats effectuées par Strickland (1975) grâce à une représentation plus réaliste des

zones de transfert d'énergie. En particulier, le modèle à simple tube de courant a tendance à surestimer la production de puissance extraite.

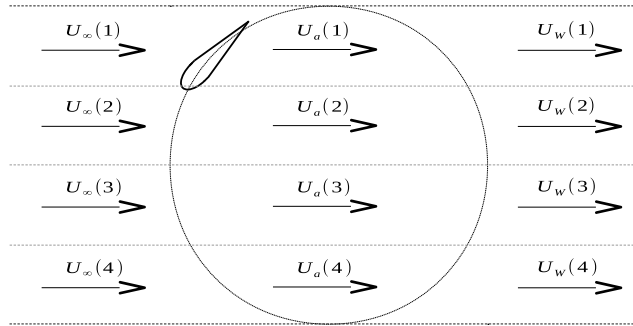


FIGURE 2.8 – Schéma de principe des tubes de courant multiples

## 2.7.2 Modèle hydrodynamique des tubes de courants multiples

La figure 2.9 présente les détails du modèle à tubes de courants multiples à un disque actuateur. Il est à remarquer que dans ce modèle, le fluide passant à travers le rotor est divisé en  $N_\theta$  infinitésimales de tubes de courants, de même épaisseur. En effet, l'épaisseur de tube de courant est caractérisé par un angle fixe  $\Delta\theta$ , qui est défini par l'équation (2.30).

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{N_\theta} \quad (2.30)$$

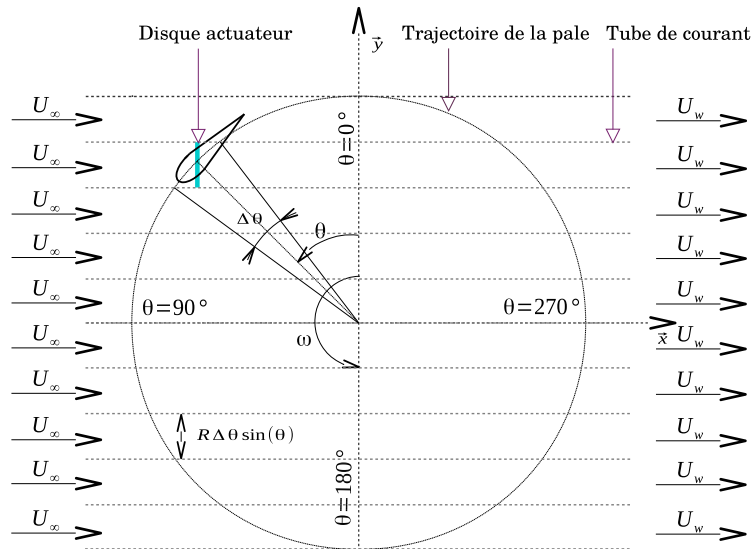


FIGURE 2.9 – Modèle à tubes de courant multiples à un disque actuateur

Une partie des forces hydrodynamiques agissant sur les pales de la turbine dans la même direction de l'écoulement peut être exprimée en fonction de chaque position de l'angle azimutale (Figure 1.16). Cette force hydrodynamique est appelée aussi la poussée. Dans

ce modèle, cet effort est utilisé pour déterminer les facteurs d'interférences. La force de poussée instantanée dans la direction de l'écoulement est déterminée par l'équation (2.31) :

$$T_i = F_N \sin(\theta) - F_T \cos(\theta) \quad (2.31)$$

Il est intéressant d'exprimer la force de poussée instantanée, en fonction des coefficients adimensionnels de la force normale et de la force tangentielle. Pour cela, l'équation (2.31) peut être écrite sous la forme de :

$$T_i = \frac{1}{2} \rho W^2 (HC) (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) \quad (2.32)$$

Pendant un tour de révolution, une pale est traversée deux fois dans chaque tube de courant dont la première fois au demi-disque amont ( $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ) et la deuxième fois au demi-disque aval ( $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ ). À noter que, pendant une période (un tour), chaque pale passe dans un tube de courant donné à l'instant ( $\Delta\theta/2\pi$ ). La force de poussée moyenne pour toutes les pales est exprimée par l'équation (2.33).

$$T_{avg} = 2 \left( \frac{B\Delta\theta}{\pi} \right) T_i \quad (2.33)$$

En supposant que l'épaisseur de tube de courant est suffisamment petite, alors la surface balayée par le tube de courant est donnée par l'expression suivante :

$$A = HR\Delta\theta \sin(\theta) \quad (2.34)$$

En substituant l'expression de la section balayée de l'équation (2.34) dans l'équation (2.33), nous pouvons obtenir facilement le coefficient de poussée :

$$C_T = \frac{T_{avg}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 (HR\Delta\theta \sin(\theta))} \quad (2.35)$$

$$C_T = \left( \frac{BC}{2R} \right) \left( \frac{W}{U_\infty} \right)^2 \frac{2}{\pi |\sin(\theta)|} (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) \quad (2.36)$$

Le couple instantané fourni par pale ( $Q_i$ ) est donné par l'équation (2.37). Ainsi, le couple moyen ( $Q_{avg}$ ) de la turbine comportant  $B$  nombre de pales pour la position azimutale varie entre 0 à 360 degré est évalué par l'équation (2.38).

$$Q_i = \frac{1}{2} \rho W^2 (HC) C_t R \quad (2.37)$$



$$Q_{avg} = B \sum_{i=1}^{N_\theta} \frac{(\frac{1}{2}\rho W^2(HC)C_t R)}{N_\theta} \quad (2.38)$$

Le coefficient de couple est calculé par :

$$C_Q = \frac{Q_{avg}}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 (2RH)R} \quad (2.39)$$

$$C_Q = \left(\frac{BC}{2R}\right) \sum_{i=1}^{N_\theta} \frac{\left(\frac{W}{U_\infty}\right)^2 C_t}{N_\theta} \quad (2.40)$$

Finalement, nous pouvons réécrire une relation liant entre le coefficient de puissance, le coefficient de couple et le paramètre d'avance par :

$$C_P = \lambda C_Q \quad (2.41)$$

Les paramètres géométriques de la turbine sont donnés et pour chaque valeur de la vitesse spécifique ( $\lambda$ ), nous pouvons déterminer le rendement de l'hydrolienne par l'équation (2.41).

## 2.8 Modèle à tubes de courants multiples et deux disques

Les tubes de courant sont en général traversés deux fois par la trajectoire circulaire des pales. Donc, l'utilisation d'un disque actionneur pour représenter les deux phases est un peu trop réducteur. Pour pallier ce problème, Paraschivoiu & Delclaux (1983) a été proposé le modèle à tubes de courants multiples et deux disques actionneurs successifs (*Double Multiple StreamTube Model -DMST*). Par rapport aux autres modèles à tube de courant, cette approche est plus sophistiquée. L'utilisation de deux disques actionneurs dans chaque tube lui permet de prévoir la variation de vitesse dans les parties amont et aval de la turbine.

Templin (1974) développe un modèle à un tube de courant, en s'appuyant sur la conservation de la quantité de mouvement. Dans ce modèle, le rotor est représenté par un disque actionneur inclus dans un seul tube de courant. La vitesse induite est supposée constante sur tout le disque et est égale à la moyenne de la vitesse non perturbée amont ( $U_\infty$ ) et de la vitesse dans le sillage de la turbine. Strickland (1975) développe un modèle basé sur la même méthode mais divise le rotor en plusieurs tubes de courant. Cela permet une meilleure prise en compte des variations de vitesse dans la turbine. Paraschivoiu & Delclaux (1983) font évoluer cette méthode en développant un modèle à deux disques

actuateurs et à tubes de courant multiples. La figure 2.10 illustre le développement du modèle à tubes de courants multiples et deux disques actuateurs.

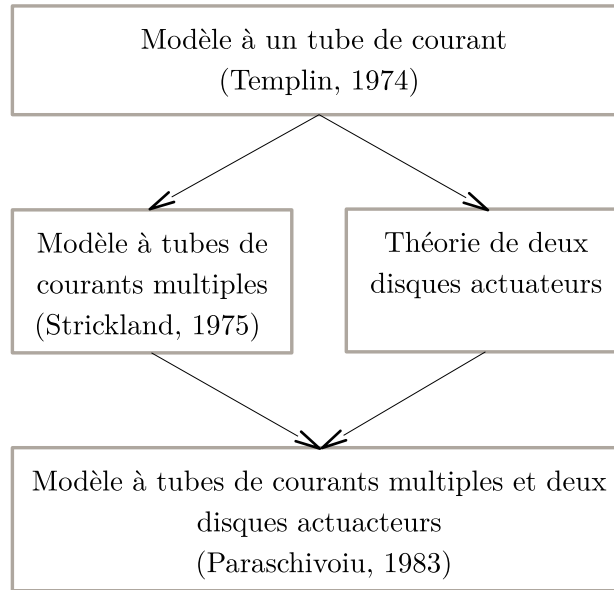


FIGURE 2.10 – Développement des modèles à tube de courant

Le modèle à tubes de courant multiples et à deux disques actuateurs sur la figure 2.11 décompose le volume balayé par les pales en tranches horizontales, elles-mêmes divisées en tubes de courant. Les zones amont et aval sont traitées indépendamment. Les vitesses induites en amont et en aval, sont estimées en fonction de l'angle azimutal.

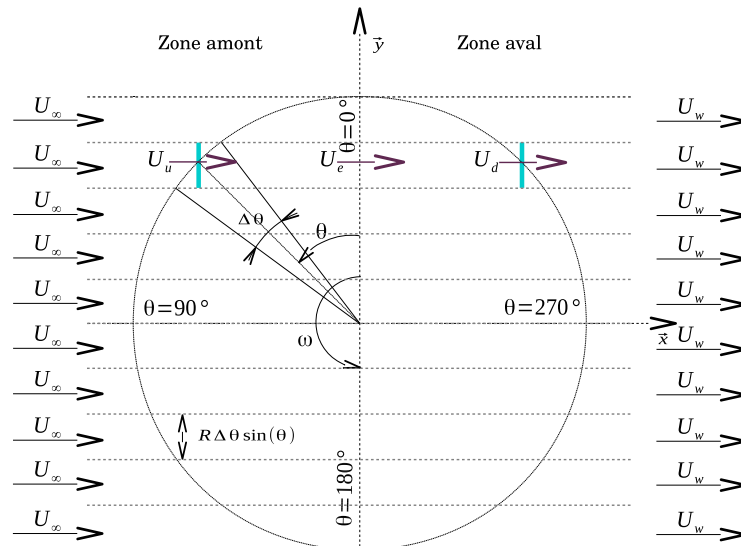


FIGURE 2.11 – Modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs (vu de dessus)

En appliquant le théorème de quantité de mouvement, la force de poussée moyenne développée par un élément de la pale à travers le tube de courant, de section vertical ( $A_S$ ) est exprimée par l'équation (2.42).

$$T_{avg} = 2\rho A_S U(U_\infty - U) \quad (2.42)$$

L'écoulement de fluide est divisé en ( $N_\theta = 2\pi/\Delta\theta$ ) plusieurs tubes de courants adjacents de même épaisseur. La force de poussée hydrodynamique, instantanée exercée sur un élément de la pale dans la direction de l'écoulement est exprimée par :

$$T_i = \frac{1}{2}\rho W^2(HC) (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) \quad (2.43)$$

Cette force de poussée est développée par une pale. Chaque pale passe à un tube de courant déterminé à l'instant ( $\Delta\theta/2\pi$ ). Par conséquent, la poussée moyenne est exprimée par :

$$T_{avg} = B \left( \frac{\Delta\theta}{2\pi} \right) T_i \quad (2.44)$$

Pour chaque tube de courant (volume de contrôle élémentaire), après avoir égalisé les forces de poussées moyennes  $T_{avg}$  obtenues d'une part de l'équation (2.42), et de l'équation (2.44) de l'autre part, on obtient les relations suivantes :

$$B \left( \frac{\Delta\theta}{2\pi} \right) T_i = 2\rho A_S U(U_\infty - U) \quad (2.45)$$

$$\frac{BT_i}{4\pi\rho HR \sin(\theta)U_\infty^2} = \frac{U}{U_\infty} \left(1 - \frac{U}{U_\infty}\right) \quad (2.46)$$

On introduit le paramètre adimensionnel  $\tilde{F}_x$  qui est le premier membre à gauche de l'équation (2.46), et on a :

$$\tilde{F}_x = \frac{BT_i}{4\pi\rho HR \sin(\theta)U_\infty^2} \quad (2.47)$$

En remplaçant la poussée hydrodynamique instantanée dans l'équation (2.47) par son expression de l'équation (2.43), le paramètre adimensionnel  $\tilde{F}_x$  peut-être écrit sous la forme de :

$$\tilde{F}_x = \frac{BC}{8\pi\rho R |\sin(\theta)|} \left( \frac{W}{U_\infty} \right)^2 (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) \quad (2.48)$$

En réécrivant la partie droite de l'équation (2.46) en fonction du facteur d'interférence, on obtient :

$$\tilde{F}_x = a(1 - a) \quad (2.49)$$

Dans le but de faciliter le calcul de l'itération des facteurs d'interférence plus tard dans la section 2.9, nous avons l'intérêt de modifier la forme de l'équation (2.49) en faisant apparaître le facteur d'interférence non linéaire implicite en fonction de  $\tilde{F}_x$  et  $a$ .

$$a = \tilde{F}_x + a^2 \quad (2.50)$$

$$a = \frac{BC}{8\pi\rho R |\sin(\theta)|} \left( \frac{W}{U_\infty} \right)^2 (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) + a^2 \quad (2.51)$$

Le coefficient de force de poussée hydrodynamique est défini par l'équation (2.52). Ce qui nous permettra de trouver la relation qui lie le coefficient de poussée  $C_T$  et le facteur adimensionnel  $\tilde{F}_x$ .

$$C_T = \frac{T_{avg}}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 (HR\Delta\theta \sin(\theta))} \quad (2.52)$$

$$C_T = 4\tilde{F}_x \quad (2.53)$$

La figure 2.12 illustre les différentes vitesses lorsque les pales sont traversées sur le tube de courant. Il y a une position d'équilibre située entre la zone amont et la zone aval dont la vitesse de passage dans cette zone est appelée vitesse à l'équilibre. Quand le fluide passe dans cette zone, la pression est égale à celle de l'écoulement non distribué en amont de la turbine. Les lettres  $u$  et  $d$  sont utilisées pour indiquer les variables appartenant respectivement du demi-disque amont et du demi-disque aval.

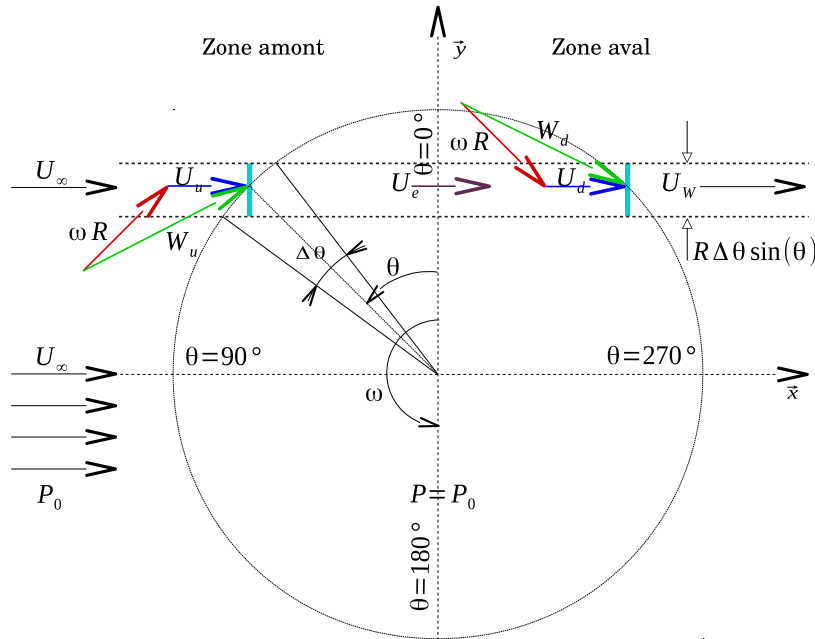


FIGURE 2.12 – Différentes vitesses dans un tube de courant à deux actionneurs

Les vitesses d'induction axiales en demi-disque amont, en demi-disque aval et la vitesse d'écoulement dans la partie centrale de l'hydrolienne peuvent être exprimées par les équations suivantes :

$$U_u = U_\infty(1 - a_u) \quad (2.54)$$

$$U_d = U_e(1 - a_d) \quad (2.55)$$

$$U_e = U_\infty(1 - 2a_u) \quad (2.56)$$

Les vitesses relatives de la zone demi-disque amont et celle demi-disque aval sont respectivement données par les équations suivantes :

$$W_u = \sqrt{(U_u \sin(\theta))^2 + (U_u \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (2.57)$$

$$W_d = \sqrt{(U_d \sin(\theta))^2 + (U_d \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (2.58)$$

Afin de mettre en exergue l'importance des deux demi-disques en amont et en aval dans chaque tube de courant, les équations (2.50) et (2.51) peuvent être écrites par :

$$a_{u,d} = \tilde{F}_{x_{u,d}} + a_{u,d}^2 \quad (2.59)$$

$$a_u = \frac{BC}{8\pi\rho R |\sin(\theta)|} \left( \frac{W_u}{U_\infty} \right)^2 (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) + a_u^2 \quad (2.60)$$

$$a_d = \frac{BC}{8\pi\rho R |\sin(\theta)|} \left( \frac{W_d}{U_\infty(1 - 2a_u)} \right)^2 (C_n \sin(\theta) - C_t \cos(\theta)) + a_d^2 \quad (2.61)$$

En introduisant la correction apportée par GLAUERT, le coefficient de poussée hydrodynamique devient :

$$C_T = \begin{cases} 4a_{u,d}(1 - a_{u,d}) & 0.0 \leq a_{u,d} \leq 1/3 \\ 4a_{u,d}(1 - \frac{1}{4}(5 - 3a_{u,d})a_{u,d}) & 1/3 < a_{u,d} \leq 1.0 \end{cases} \quad (2.62)$$

En introduisant l'équation (2.62) dans l'équation (2.59), les nouveaux facteurs d'interférences des demi-disques amont et aval sont exprimés par :

$$a_{u,d} = \begin{cases} \tilde{F}_{xu,d} + a_{u,d}^2 & 0.0 \leq a_{u,d} \leq 1/3 \\ \tilde{F}_{xu,d} + \frac{1}{4}(5 - 3a_{u,d})a_{u,d} & 1/3 < a_{u,d} \leq 1.0 \end{cases} \quad (2.63)$$

L'approche de DMST résout simultanément deux équations des forces de poussées sur le disque d'actuateur ; la première équation est obtenue par la conservation de la quantité de mouvement et celle de la deuxième est basée par la théorie de l'élément de la pale. L'équation (2.63) est donc résolue deux fois séparément : dans la zone de demi-disque amont et la zone de demi-disque aval.

L'avantage de ces modèles QDM est leur possibilité de prévoir les performances globales de la turbine, mais en revanche, ils ne permettent pas d'obtenir avec précision les forces sur les pales. Par ailleurs, ils sont incapables de simuler les turbines à forte solidité et de prévoir les sillages associés aux machines (Amet, 2009).

## 2.9 Algorithme de calcul des facteurs d'interférence

Pour chaque tube de courant, avec les relations précédemment définies, connaissant la vitesse de l'écoulement en amont à l'infini  $U_\infty$ , la vitesse de rotation de la turbine  $\omega$ , la longueur de la corde  $C$ , et le rayon de la turbine  $R$ , les facteurs d'interférences en amont  $a_u$  et en aval  $a_d$  du premier et du second disques actuateurs peuvent être déterminés par un calcul itératif selon l'algorithme 2.1 suivante.

---

### Algorithme 2.1 Algorithme de calcul des facteurs d'inductions axiales

---

- 1 **Initialiser** les valeurs des facteurs d'inductions amont et aval
  - 2 **Tant que** le critère d'arrêt n'est pas satisfait **faire**
  - 3     **Calculer** l'angle d'incidence, la vitesse d'induite et le nombre de Reynolds
  - 4     **Déterminer** les coefficients de portance et traînée par interpolation en utilisant l'angle d'incidence, le nombre de Reynolds et les coefficients empiriques hydrodynamiques du profil de pales à étudier
  - 5     **Calculer** les coefficients des forces normale et tangentielle
  - 6     **Déterminer** le paramètre adimensionnel  $\tilde{F}_x$ , et en **déduire** le nouveau facteur d'induction axial
  - 7 **Fin Tant que**
- 

Il est important de noter que le critère d'arrêt pour cet algorithme est le maximum de nombre d'itérations ou la précision voulue du facteur d'induction. Pendant l'itération, la vitesse de l'écoulement non perturbée  $U_\infty$  n'est plus valable que dans la moitié amont de l'hydrolienne. En effet, dans la moitié aval l'écoulement est perturbé par le sillage lâché par les pales dans la moitié amont et la vitesse  $U_\infty$  n'est plus valable. La vitesse de l'écoulement dans la partie centrale de l'hydrolienne est déterminée par l'équation (2.56).

Dans le but de montrer l'efficacité de cette méthode itérative, les facteurs d'inductions en amont sont calculés en premier lieu. Ensuite, ces facteurs déterminés précédemment permettent de calculer les facteurs d'inductions en aval.

## 2.10 Évaluation des performances

A partir des trois méthodes basées sur la quantité de mouvement, présentées précédemment, il est possible de calculer les valeurs des facteurs d'inductions axiaux pour chaque tube de courant. Puisqu'il n'existe pas d'expression analytique pour déterminer ces facteurs d'interférences, la méthode itérative devrait être utilisée. Ces facteurs d'inductions sont obtenus en faisant l'égalité entre les forces de poussée moyenne du théorème de la variation de la quantité de mouvement d'une part et théorie de l'élément de pale d'autre part (Homicz, 1991). Par ailleurs, ces méthodes QDM ne peuvent pas évaluer directement les performances de l'hydrolienne à savoir le coefficient du couple et le coefficient de puissance. Une fois la convergence du facteur d'interférence est acceptée, la composante tangentielle de force hydrodynamique ( $F_t$ ) et le couple moyen peuvent être obtenus pour chaque tube de courant.

La composante tangentielle de cette force est responsable de la rotation de la turbine d'hydrolienne. Le couple instantané généré par pale à une position azimutale donnée est le produit de cette force tangentielle et le rayon de la turbine, et il est exprimé par l'équation (2.64). Pour une turbine hydrolienne à  $B$  pales, le couple global instantané fourni par les pales sur une rotation complète ( $360^\circ$ ) sera déterminé par l'équation (2.65).

$$Q_i(\theta) = \frac{1}{2}\rho W^2(HC)C_t R \quad (2.64)$$

$$Q(\theta) = \sum_{i=1}^B Q_i(\theta_i), \quad \theta_{i+1} = \theta_i + \frac{360}{B} \quad (2.65)$$

La turbine hydrolienne de  $B$  nombre de pales est discrétisée en  $N_\theta$  tubes de courants adjacents. Cette discrétisation permettra après plusieurs étapes de calcul d'obtenir des forces hydrodynamiques agissant sur une pale. Ensuite, le couple moyen  $Q_{avg,u}$  de la turbine pour le demi-disque amont où la position azimutale varie entre 0 à 180 degré et le couple moyen  $Q_{avg,d}$  de la turbine pour le demi-disque aval où la position azimutale varie entre 180 à 360 degré sont respectivement évalués par l'équation (2.66) et l'équation (2.67) suivantes :

$$Q_{avg,u} = B \sum_{i=1}^{N_\theta} \frac{(\frac{1}{2}\rho W_u^2(HC)C_t R)}{N_\theta} \quad (2.66)$$

$$Q_{avg,d} = B \sum_{i=1}^{N_\theta} \frac{(\frac{1}{2}\rho W_d^2(HC)C_t R)}{N_\theta} \quad (2.67)$$

Le couple total moyen de la turbine hydrolienne sur un tour de révolution peut être exprimé par l'équation (2.68) (Niblick, 2012).

$$Q_{avg} = \frac{1}{2} (Q_{avg,u} + Q_{avg,d}) \quad (2.68)$$

Les performances globales de l'hydrolienne à axe vertical peuvent être évaluées à partir du coefficient de couple et du coefficient de puissance dont ils sont calculés respectivement par les équations (2.69) et (2.70) suivantes :

$$C_Q = \frac{Q_{avg}}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 (2RH)R} \quad (2.69)$$

$$C_P = \lambda C_Q \quad (2.70)$$

Le modèle du DMST est reconnu pour sa précision. D'ailleurs Paraschivoiu (2002) a été montré que les résultats obtenus en utilisant le modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs sont plus proches aux résultats expérimentaux lors de l'analyse de la turbine éolienne à axe vertical à une faible solidité et une grande vitesse spécifique. Toutefois, tous les modèles QDM sont limités à de faibles paramètres d'avance et à des faibles solidités, parce que la théorie unidimensionnelle de la quantité de mouvement de Glauert n'est pas valide en dehors de ces limitations (Paraschivoiu, 2002; Pawsey, 2002). De plus, l'écoulement étant supposé pseudo-stationnaire, les efforts instantanés sur les pales sont inexacts. La composante normale des forces hydrodynamiques à l'écoulement amont n'est pas prise en compte. Néanmoins, les études menées par Strickland et al. (1979) montrent que les modèles QDM sont inadéquats pour modéliser le sillage en aval d'une ferme d'éoliennes.

## 2.11 Conclusion

En s'appuyant sur la théorie de Rankine-Froude dans une fluide incompressible, il est convenu que le coefficient de puissance maximal d'une hydrolienne libre à axe vertical est égal au maximum à 60%.

Parmi toutes les approches numériques évoquées dans ce chapitre, le modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs est celui qui offre un bon compromis entre la précision et le temps de calcul en régime d'écoulement pseudo-stationnaire. Ce modèle



fondé sur la conservation de la quantité de mouvement, décompose le volume balayé par les pales en tranches horizontales, qui sont divisées en tubes de courant.

Dans chaque tube de courant, deux disques actuateurs ont été utilisés pour l'approximation de la turbine dont un est placé en amont et un autre est placé en aval sur la trajectoire de pales. Les parties amont et aval du disque sont traitées séparément dans chaque tube de courant. Cependant, les vitesses induites en amont et en aval sont estimées en fonction de l'angle azimutal d'une part, les facteurs d'inductions amont et aval d'autre part.

La méthode numérique du DMST a permis de modéliser une hydrolienne à axe vertical dans un écoulement homogène. Elle fournit la distribution du coefficient de puissance moyen en fonction de paramètre d'avance. Toutefois, cette méthode ont en effet besoin de données des coefficients de portance et de traînée obtenues expérimentalement pour un profil à différentes incidences. De plus, la prise en compte du décrochage dynamique et les caractérisations du sillage d'une hydrolienne sont des défauts de cette approche.

# Chapitre 3

## Simulation de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales droites

### 3.1 Introduction

À partir de la modélisation développée, utilisant la méthode numérique du DMST dans le chapitre précédent, il est maintenant possible de réaliser une prédiction des performances des hydroliennes à axe vertical munies des pales droites. Les coefficients de puissance et de couple sont introduits pour évaluer les performances des turbines (section 2.10)

Ce chapitre présente l'analyse des résultats des simulations numériques de l'hydrolienne à axe vertical, avec de pales droites va être abordée, utilisant notre méthode proposée. L'objectif sera double, il s'agit d'évaluer d'une part les performances de l'hydrolienne et d'autre part l'influence des paramètres géométriques sur celles-ci.

Dans un premier temps, les paramètres numériques, ainsi que les hypothèses des simulations sont exposés. Le but sera de déterminer les données géométriques et fonctionnelles d'une hydrolienne à axe vertical nécessaire à la simulation. Dans un deuxième temps, les résultats de simulation seront montrés pour prouver l'efficacité de la méthode du DMST proposée. Les coefficients de puissance et de couple seront également exposés et analysés. Ces résultats du DMST seront comparés par rapport aux études scientifiques disponibles dans la littérature. D'ailleurs la distribution du coefficient de puissance permet de prédire le point de fonctionnement de la turbine l'hydrolienne à axe vertical. Par la suite, si les performances de cette hydrolienne dépendent exclusivement du paramètre d'avance, ils sont cependant très important de souligner que d'autres facteurs géométriques ou physiques sont également susceptibles d'influer sur ses performances. Enfin, ce chapitre expose les principaux résultats issus de l'analyse des performances de l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites pour les profils symétriques normalisés.

## 3.2 Paramètres numériques utilisés

Afin de procéder à la simulation numérique de la turbine en utilisant le modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs, nous allons supposer que les différentes conditions de simulation numérique de la turbine hydrolienne à axe vertical et les caractéristiques principales de cette turbine sont résumées dans le tableau 3.1.

TABLE 3.1 – Récapitulatif des conditions de simulation pour la turbine hydrolienne

Paramètre	Symbole	Quantité	Unité
Vitesse des courants marins	$U_\infty$	1.5	[m/s]
Nombre de pales	$B$	5	-
Profil de pale	NACA0018	-	-
Longueur de la corde	$C$	100	[mm]
Rayon de la turbine	$R$	1000	[mm]
Hauteur de la turbine	$H$	1200	[mm]
Angle de calage	$\beta$	0	[°]
Paramètre d'avance	$\lambda = \omega R / U_\infty$	0.25 - 4.00	-
Vitesse de rotation de la turbine	$\omega$	0.37 - 6.00	[rd/s]
Solidité	$S = BC/R$	0.5	-
Viscosité cinématique de l'eau	$\nu = \mu/\rho$	$1.17 E - 6$	[m/s <sup>2</sup> ]
Nombre de Reynolds	$Re_C = U_\infty C / \nu$	$1.025 E 5$	-

Les majorités des simulations numériques ont été réalisées dans ce travail sous une vitesse moyenne uniforme de l'écoulement non perturbée en amont de la turbine. Dans les simulations, plusieurs paramètres d'avance distribués autour du point de meilleur rendement ont été étudiés. Pour illustrer nos idées dans la simulation, l'hydrolienne à 5 pales est illustrée dans la figure 3.1. Un profil conventionnel NACA0018 des pales a été également considéré. Ce profil des pales choisi doit en effet répondre à des contraintes de résistance mécanique et des distributions de pression n'entraînant pas de phénomènes de cavitation préjudiciables. Il offre un bon coefficient de portance pour différentes incidences ainsi qu'une faible traînée, ce qui autorise une large gamme de fonctionnement.

De plus, les données expérimentales des coefficients de portance et de traînée de ce profil NACA0018 qui ont été obtenues par Klimas & Worstell (1981), seront utilisées. Pour un profil des pales donné en écoulement incompressible, les coefficients hydrodynamiques dépendent principalement de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds, un fort nombre de Reynolds retardant le décrochage statique. Pour des raisons pratiques, si les valeurs de l'angle d'attaque et le nombre de Reynolds ne sont pas dans les données, une interpolation linéaire des coefficients hydrodynamiques devra être effectuée. Dans ces expérimentations numériques des hydroliennes, l'angle de calage des pales n'est pas encore considéré.

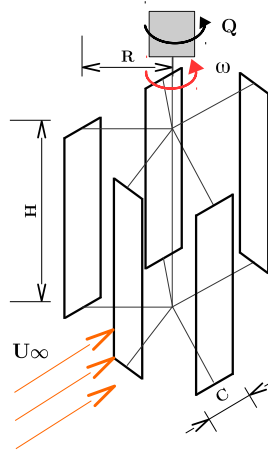


FIGURE 3.1 – Présentation de l’hydrolienne à axe vertical avec 5 pales

### 3.3 Évolutions des coefficients de puissance et de couple

#### 3.3.1 Coefficient de puissance

La figure 3.2 illustre l’évolution du coefficient de puissance moyenne sur un tour en fonction du paramètre d’avance. Cette évolution du coefficient de puissance  $C_P$  de la turbine hydrolienne en fonction du paramètre d’avance est la courbe typique en cloche que celle d’une turbine éolienne (Burton et al., 2001; Munteanu et al., 2008). On constate une évolution de  $C_P$  de 0 jusqu’à 28%, sommet de cette courbe, auquel on associe le paramètre d’avance optimal  $\lambda_{opt}$  et le coefficient de puissance optimal  $C_{P,opt}$ . La valeur du coefficient du puissance décroît ensuite pour atteindre zéro. Ce point de fonctionnement ( $C_P = 0$ ) correspond à l’emballement de la turbine, pour lequel les forces motrices sont équilibrés par les forces de frottement. Ce point n’apparaît pas sur cette courbe. Il faut remarquer que les trois régimes d’écoulement décrits dans la section 1.7.1 sont bel et bien visibles et la plage du paramètre d’avance correspondant à la zone de transition est assez restreinte.

Il faut noter que la simulation numérique de l’hydrolienne basé sur la méthode de DMST est capable de prédire le point de fonctionnement optimal. En effet, le coefficient de puissance moyen maximal issu de cette simulation est 0,2801 (soit un rendement de 28.01%) et le paramètre d’avance optimal est de 2.69. Ce résultat confirme les travaux effectués par Bossard (2012), et montrent que la vitesse spécifique optimale des hydroliennes est de l’ordre de 2. De plus, les dernières évolutions des turbines hydroliennes permettent à présent d’atteindre des coefficients de puissance proche de 40% (Dellinger, 2011).

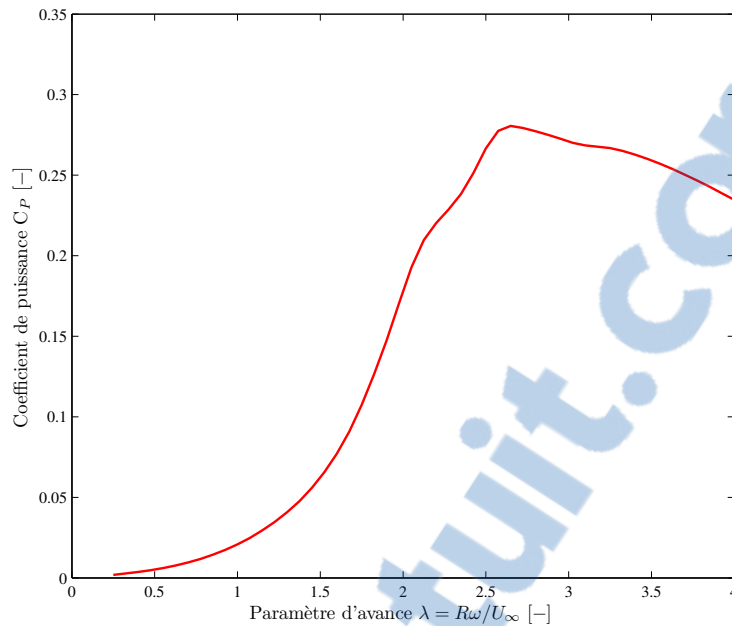


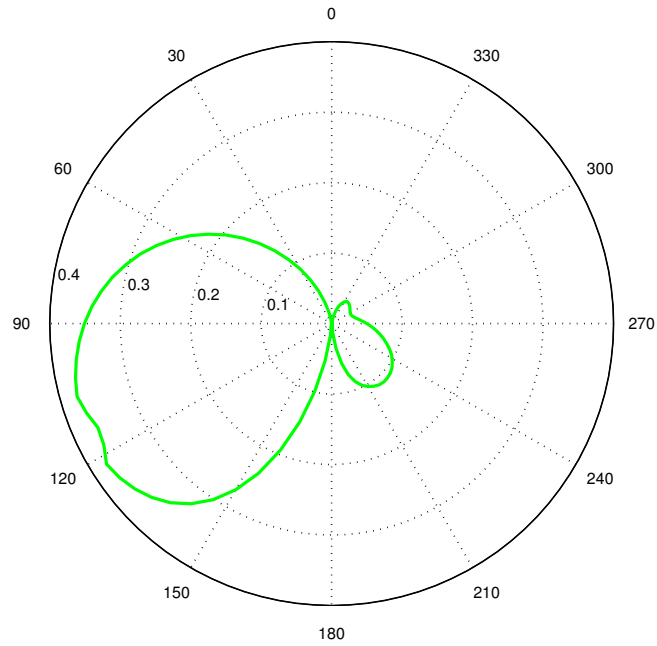
FIGURE 3.2 – Évolution du coefficient de puissance en fonction de la paramètre d'avance

### 3.3.2 Coefficient de couple

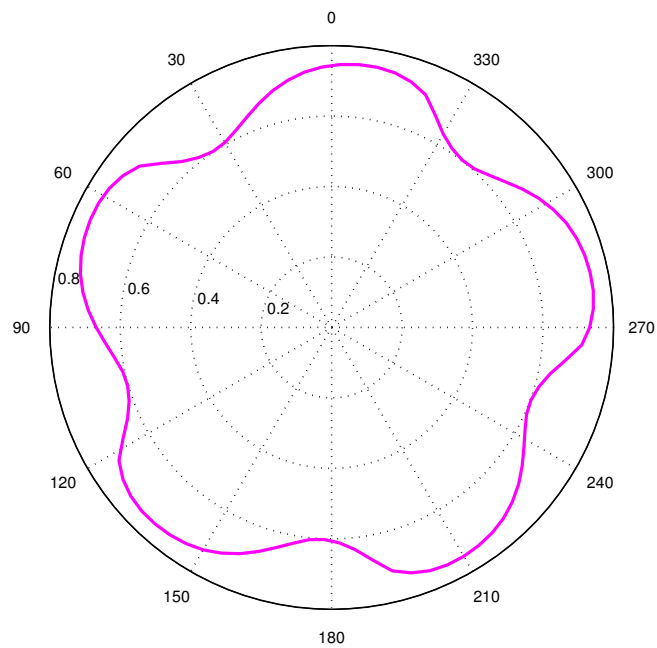
La figure 3.3a présente l'évolution angulaire du coefficient de couple en fonction du paramètre d'avance optimal pour une pale de la turbine. Il est à noter que sur cette représentation polaire, conformément au repérage illustré par la figure 2.11, l'angle azimutal ( $\theta = 90^\circ$ ) est la position pour laquelle la pale est orthogonale à l'écoulement amont. En accord avec le principe de fonctionnement détaillé dans la section 1.7.2 pour la turbine prise dans un milieu infini, cette figure 3.3 montre la présence de deux zones motrices et de deux zones de freinage. Les zones motrices sont localisées, dans le demi-disque amont, pour  $\theta$  compris entre  $30^\circ$  et  $175^\circ$  et dans le demi disque aval, pour  $185^\circ < \theta < 355^\circ$ . Lorsque  $\theta$  est proche de  $0^\circ$  et  $180^\circ$ , les pales se trouvent les deux zones de freinage. Toutefois, contrairement à la théorie, le coefficient de couple ( $C_T$ ) pour une pale n'est pas la même pour le demi disque amont et pour le demi disque aval.

La figure 3.3b illustre l'évolution angulaire du coefficient de couple de l'hydrolienne pour une vitesse infinie amont de  $1.5 [m/s]$  et pour un paramètre d'avance optimal de 2.69. On notera les constatations suivantes :

- L'évolution du couple est  $360^\circ/5$  périodique. Cela prouve la caractéristique d'une turbine hydrolienne à 5 pales ;
- Cinq zones de fonctionnement moteur ( $[45, 90^\circ] + k360^\circ/5$ ) et cinq zones non moteurs, avec des faibles valeurs du coefficient de couple sont identifiées ;
- Pendant la rotation de cette turbine, le maximum du coefficient de couple se trouve à la position azimutale ( $60^\circ + k360^\circ/5$ ), tandis que la valeur moyenne du coefficient de couple est à 0.7.



(a) une pale



(b) 5 pales

FIGURE 3.3 – Évolution angulaire du coefficient de couple de l'hydrolienne pour un paramètre d'avance optimal

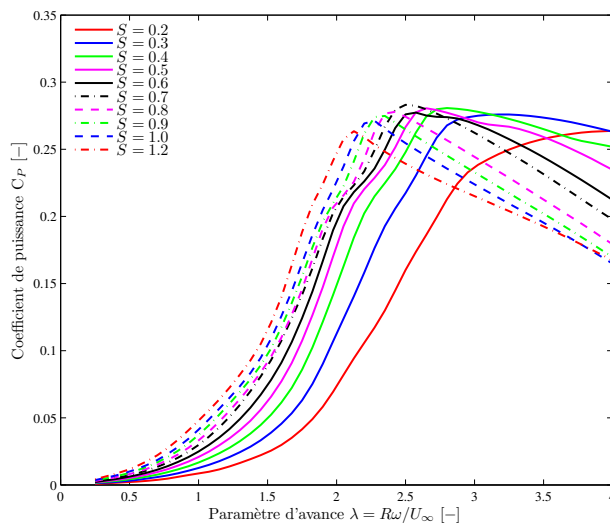
### 3.4 Influence de la solidité

Le paramètre d'avance n'est pas le seul paramètre dont dépend le point de fonctionnement de l'hydrolienne. La solidité  $S$  a, en effet, une influence importante sur ce phénomène. Pour un nombre de Reynolds donné, il existe une solidité optimale et un paramètre d'avance

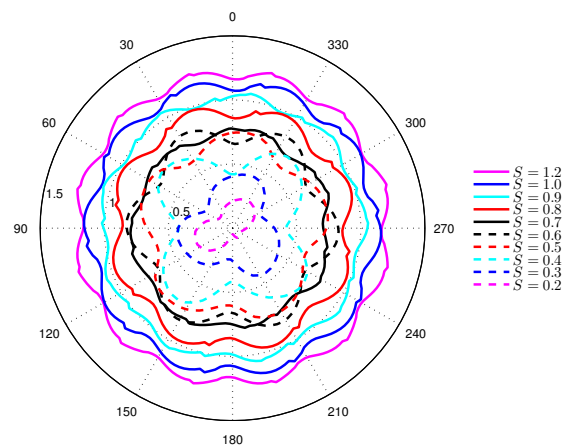
optimal de la turbine. D'après la définition de la solidité, sa variation peut être réalisée soit en changeant la longueur de la corde des pales, soit en modifiant le nombre de pales.

La figure 3.4 représente l'influence de la solidité sur le rendement de la turbine de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance et de nombre de pales. La figure 3.5 illustre l'influence de la solidité sur le rendement de la turbine de l'hydrolienne avec 5 pales droites en fonction du paramètre d'avance en changeant la longueur de la corde de pale. Pendant ces expériences, la valeur du nombre de Reynolds ( $Re_\phi \approx 10^5$ ) est supposé constant.

Ces figures montrent qu'il existe une solidité optimale et que le point de fonctionnement optimal correspondant au coefficient maximal de puissance se déplace vers des valeurs faibles du paramètre d'avance pour des solidités croissantes (dans le sens de la diminution de nombre de pales de turbine et la longueur de la corde). En d'autres termes, une augmentation de la solidité a pour effet de diminuer le paramètre d'avance optimal  $\lambda_{opt}$  correspondant au point de fonctionnement optimal et resserre la plage de fonctionnement de la turbine. Cette augmentation résulte le blocage de l'écoulement qui se traduit par une expansion plus importante du tube de courant traversant le rotor et un déficit de la vitesse moyenne au niveau de la zone du rotor.



(a) Évolutions des coefficients de puissances moyennes en fonction du paramètre d'avance



(b) Rosace des coefficients des couples

FIGURE 3.4 – Performances d'une hydrolienne pour plusieurs solidités (nombre de pales varie de 2 à 12)

D'ailleurs, Gourières (2008) a précisé que pour la solidité optimale, la vitesse spécifique optimale est de l'ordre de 2 alors que dans l'air elle vaut typiquement 5 à 6. Dans ces expérimentations, cette diminution est attribuable aux pertes plus importantes des hydroliennes considérées qui conduisent à des vitesses plus faibles pour l'optimum de performance. Cela se voit d'ailleurs sur les rendements des hydroliennes à pales droites qui

ne dépassent pas 28% sur les deux figures 3.4a et 3.5a. De plus, pour des solidités de 0.8 à 1.2 (figure 3.4a) et des solidités de 0.75 à 1.25 (figure 3.5a), le pic de rendement est généralement plus étroit si la solidité est plus grande. Cependant, l'hydrolienne à pales droites peut s'éloigner plus facilement de son rendement maximal si la vitesse de l'écoulement est fortement perturbée. Ces observations a été également constaté par Blackwell et al. (1976) et Shiono et al. (2000) lors de l'analyse de la solidité sur le rendement d'une turbine en soufflerie et en canal hydraulique.

Les figures 3.4b et 3.5b regroupent le coefficient de couple en fonction de la position azimutale des pales pour l'ensemble des expériences. Nous avons observé que plus la solidité est élevée, le couple de l'hydrolienne devient grande. Pourtant, l'augmentation de la solidité en faisant varier le nombre de pales permet de lisser le couple instantané produit par la turbine.

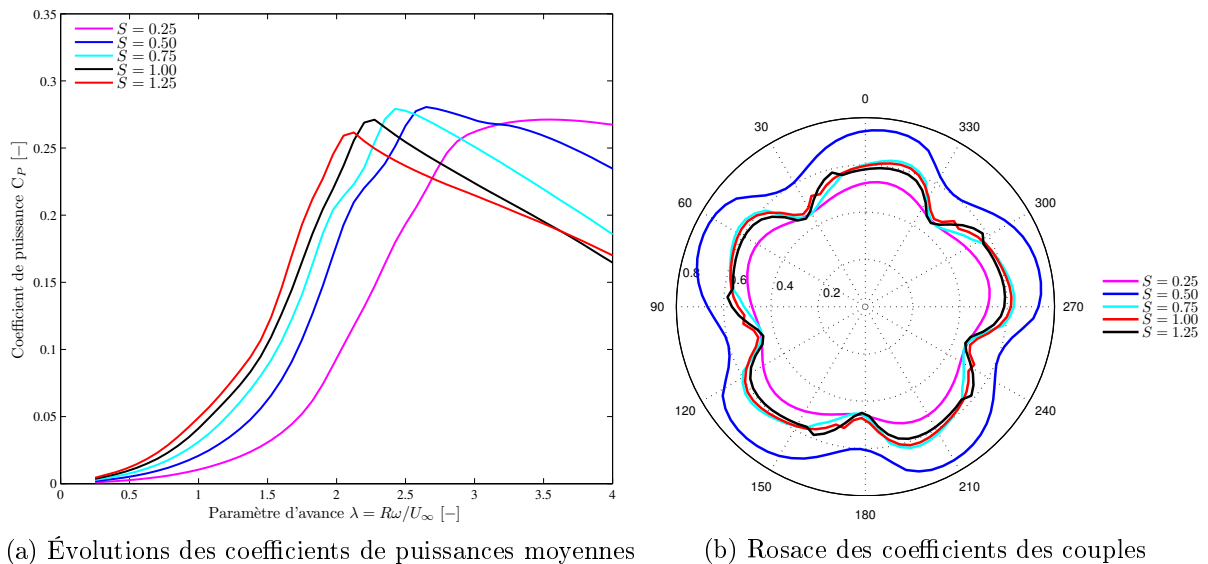


FIGURE 3.5 – Performances d'une hydrolienne pour différentes solidités (cordes 0.05 – 0.10 – 0.15 – 0.20 – 0.25 m)

### 3.5 Influence de nombre des pales

Le nombre de pales de la turbine joue aussi un rôle important sur le rendement de la turbine hydrolienne à axe vertical, avec de pales droites. L'influence de nombre de pales est illustrée sur la figure 3.6. Cette figure montre que le pic de couple ( $\lambda_{opt}; C_{P,opt}$ ) se déplace vers les plus faibles vitesses de rotation à mesure que le nombre de pales augmente. Le rendement hydrodynamique maximum est ainsi obtenu pour le meilleur produit entre vitesse de rotation et couple.

Les résultats de variation de nombre de pales confirment les travaux de Twidell & Weir



(2006), et ont montré que l'augmentation de nombre de pales peut entraîner la diminution de la vitesse de rotation optimale et la réduction de la performance globale et également l'augmentation du couple de démarrage. Dans une expérience effectuée par Duquette et al. (2003), le nombre de pales et la solidité peuvent être le responsable de l'évolution du coefficient de puissance. Le point de fonctionnement de l'hydrolienne ( $\lambda_{opt}; C_{P,opt}$ ) dépend fortement du design de ce dispositif en particulier, du nombre de pales, de la longueur de corde et de la vitesse de rotation.

Nous avons aussi observé que l'augmentation de nombre de pale peut provoquer le lissage du couple de l'hydrolienne (figure 3.6b). En effet, la réduction des variations de couple ainsi obtenue permet de réduire les vibrations et le bruit, ainsi que d'augmenter la durée de vie de la turbine hydrolienne. Cependant, ajouter indéfiniment des pales n'est pas une méthode efficace pour réduire les fluctuations de couple.

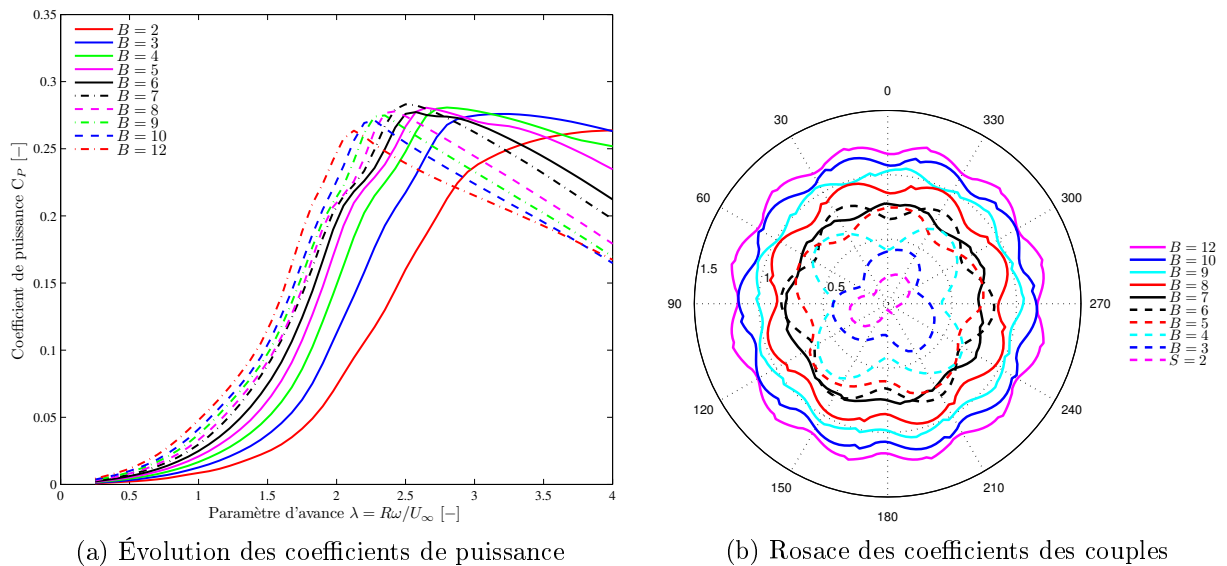


FIGURE 3.6 – Performances des hydroliennes à pales droites pour différents nombre de pales ( $C = 100 \text{ mm}$ ;  $U_\infty = 1.5 \text{ m/s}$ ;  $R = 1000 \text{ mm}$ )

### 3.6 Influence de la vitesse du fluide

La figure 3.7 permet de comprendre le fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical avec pales droites pour différentes vitesses incidentes de l'écoulement. La valeur maximale atteinte par le coefficient de puissance reste constante pour les différentes vitesses de l'eau. En effet, ce maximum reste constant quel que soit la vitesse caractéristique de l'écoulement en amont d'une hydrolienne libre. En revanche, la vitesse de rotation optimale d'une turbine croît avec l'augmentation de la vitesse amont. Toutefois les résultats expérimentaux effectués par Dellinger (2011) montrent que le rendement d'une hydrolienne placée dans un tunnel hydrodynamique croît avec l'augmentation de la vitesse amont.

Les résultats de simulations illustrés dans la figure 3.8 montrent que la puissance extraite augmente d'une façon très rapide en fonction de la vitesse de l'écoulement car elle est proportionnelle à la cubique de la vitesse. À chaque vitesse de l'écoulement correspond une vitesse de rotation optimale de la turbine qui permet ensuite d'extraire un maximum d'énergie (lieu des maxima du coefficient de puissance  $C_P$ ). Il faut noter qu'après avoir établi un modèle hydrodynamique de la turbine, cette vitesse de rotation peut être facilement déterminée pour chaque valeur de la vitesse de courant. Dans ce cas, le paramètre d'avance optimal est déjà connu, en utilisant le code de calcul du DMST.

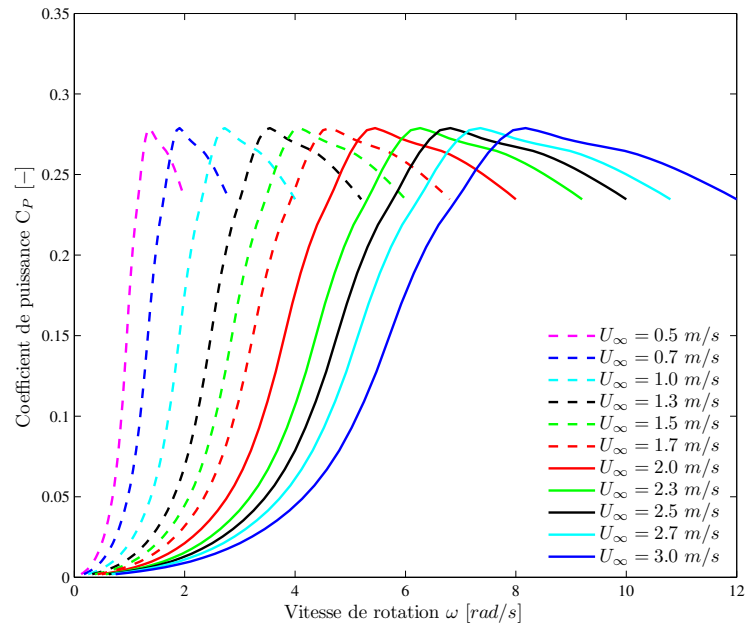


FIGURE 3.7 – Allures des coefficients de puissances ( $C_P$ ) pour différentes vitesses de l'eau

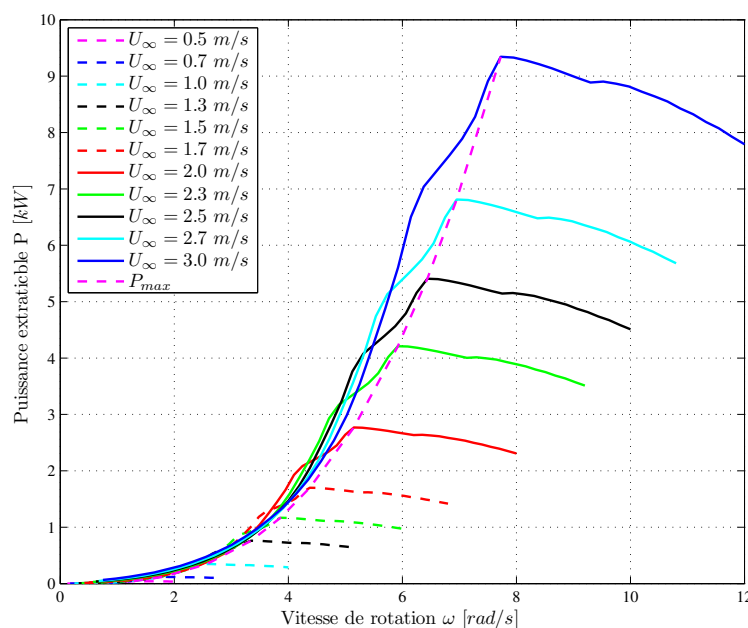


FIGURE 3.8 – Courbes de puissance extraite en fonction des vitesses de l'écoulement

La caractéristique des puissances maximales extraites des courants marins de la figure 3.8 est souvent appelée la loi de la vitesse de rotation optimale (*MPPT - Maximum Power Point Tracking*) qui est très utile dans la stratégie de commande de l'hydrolienne. Elle permet de déterminer une vitesse de rotation de la turbine optimale (vitesse de référence) à partir de la vitesse du fluide. Donc, elle permet aussi de générer des vitesses de référence à partir des courants de marées. En effet, en se plaçant sur les maxima des courbes, nous pouvons déterminer la vitesse de rotation de la turbine qui peut assurer l'extraction du maximum de puissance pour une vitesse de l'écoulement donnée.

### 3.7 Influence de l'angle de calage

Dans cette section, il est très crucial d'analyser l'effet de l'angle d'orientation des pales sur le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne à axe vertical. L'objectif principal de la variation de calage des pales est d'améliorer l'efficacité énergétique de la turbine, c'est à dire d'augmenter son coefficient de puissance moyen. Différentes orientations des pales peuvent être envisagées pour maximiser la récupération d'énergie. La variation de calage des pales aura principalement un effet sur l'angle d'attaque. En effet, cela permet de varier l'énergie récupérée par l'hydrolienne.

La figure 3.9 présente les repères de coordonnées utilisés pour l'étude de calage des hydroliennes axe vertical avec pales droites.

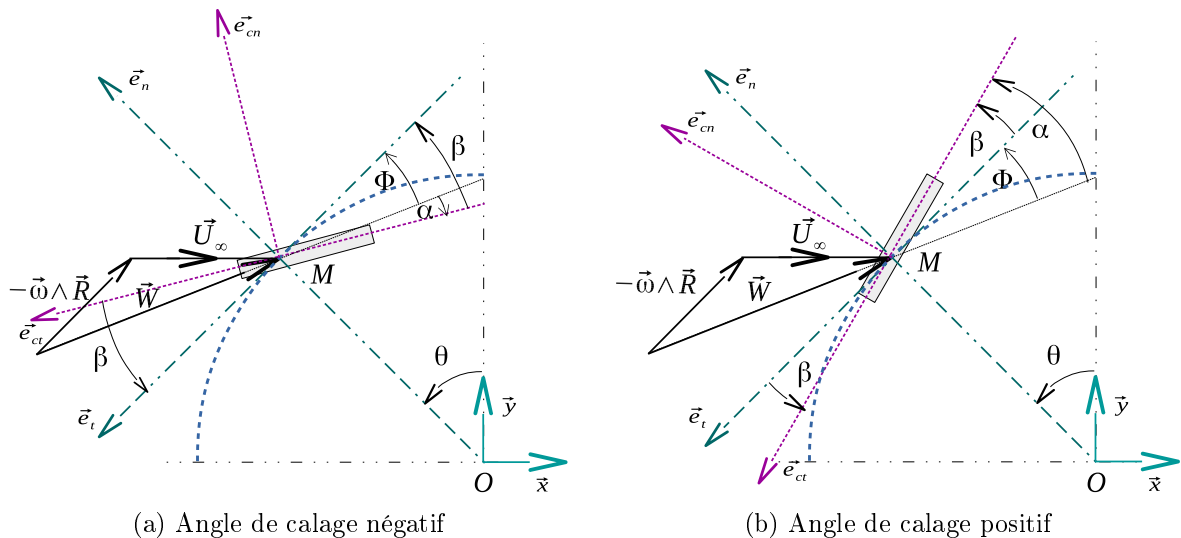


FIGURE 3.9 – Représentation des repères de coordonnées associés à l'hydrolienne à axe vertical et l'angle de calage des pales

Le repère  $(O, \vec{x}, \vec{y})$  est le repère de référence, fixe et centré sur l'axe de rotation de la turbine de l'hydrolienne. Le repère  $(M, \vec{e}_t, \vec{e}_n)$  est le repère centré sur le quart de

corde des pales (au point  $M$ ) et aligné avec la tangente et la normale à la trajectoire circulaire des pales. C'est le repère de travail dans lequel les efforts moteurs (tangents, suivant  $\vec{e}_t$ ) et les efforts parasites (normaux, suivant  $\vec{e}_n$ ) seront exprimés. Ce repère est en rotation par rapport au repère  $(O, \vec{x}, \vec{y})$  à la vitesse angulaire ( $\omega = d\theta/dt$ ), avec la position azimutale  $\theta$  des pales. Enfin, le repère  $(M, \vec{e}_{ct}, \vec{e}_{cn})$  est le repère centré sur le quart de corde des pales et aligné avec la corde de la pale et sa normale. Ce repère est également en rotation par rapport au repère de référence à la vitesse de rotation  $\omega$ . L'angle  $\beta$  entre les vecteurs  $\vec{e}_t$  et  $\vec{e}_{ct}$  définit le calage des pales. Si la ligne de corde des pales est tangente à la trajectoire des pales pendant la rotation de la turbine, alors l'angle de calage est nul ( $\beta = 0^\circ$ ) et les deux repères tournants  $(M, \vec{e}_t, \vec{e}_n)$  et  $(M, \vec{e}_{ct}, \vec{e}_{cn})$  sont confondus. En effet, cette position de la pale est prise comme la référence de l'angle de calage. Les figures 3.9a et 3.9b montrent respectivement le bord de fuite de la pale orienté à l'intérieur et à l'extérieur par rapport à la référence de calage.

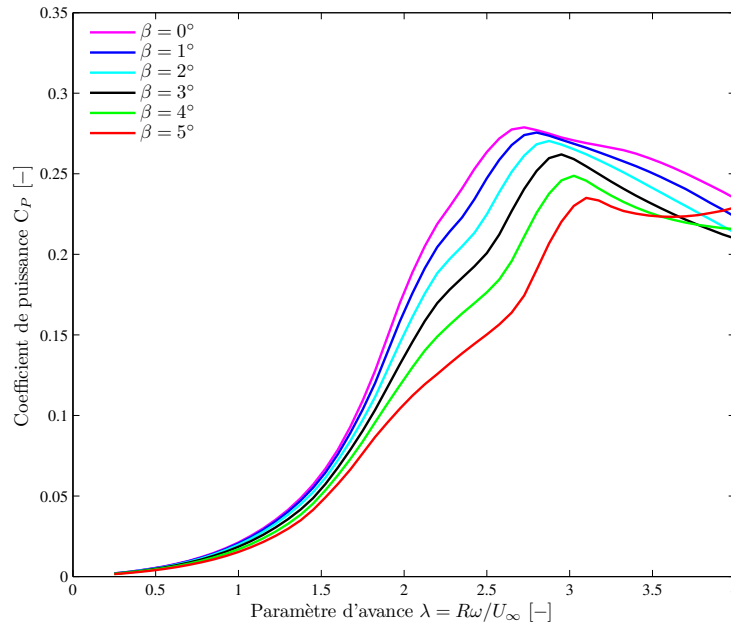
Les paramètres d'avance  $\lambda = 0$  à  $\lambda = 4$  sont simulés avec le modèle hydrodynamique de l'hydrolienne DMST afin d'avoir la prédiction des performances. Tous les calculs sont effectués avec une vitesse amont  $U_\infty = 1.5 \text{ m/s}$  et la variation du paramètre d'avance est obtenue en faisant varier la vitesse de rotation de la turbine. En effet, des simulations ont été faites en vue de trouver l'angle de calage optimal des pales. Les courbes du coefficient de puissance  $C_P(\lambda, \beta)$  présentés dans la figure 3.10 sont obtenues en variant positivement et négativement l'angle de calage  $\beta$  et le paramètre d'avance. Il est à noter que les paramètres utilisés dans ces simulations sont ceux de la turbine, qui sont données dans la section 3.2.

On notera que : (i) dans le cas où nous faisons varier les angles de calage positivement, la valeur maximum ( $C_{pmax}$ ) du coefficient de puissance atteint 28.01% à  $\lambda_{opt} = 2.69$  pour  $\beta = 0^\circ$  ; (ii) dans le cas où nous faisons varier les angles de calage négativement, la valeur maximum du coefficient de puissance devient 31.27% à  $\lambda_{opt} = 3.25$  pour  $\beta = -2^\circ$ . Au-delà de la valeur optimale du paramètre d'avance ( $\lambda_{opt}$ ), le coefficient de puissance décroît graduellement.

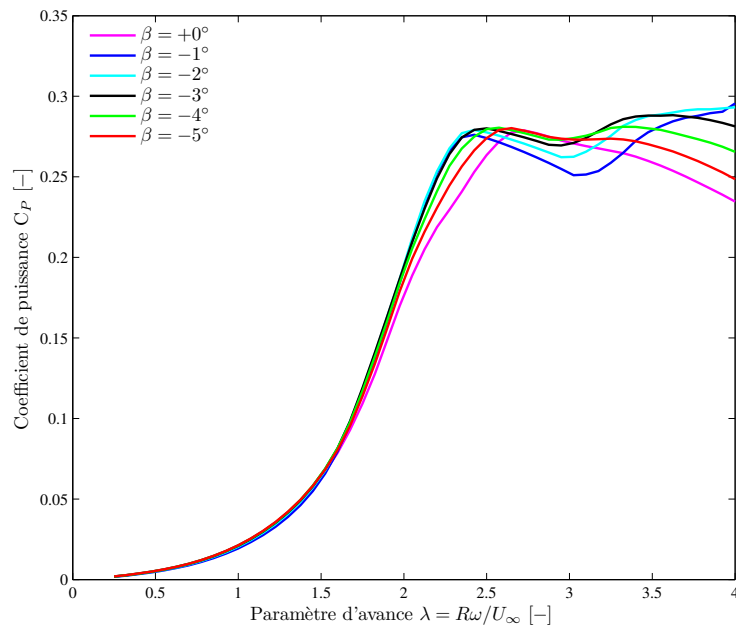
La distribution du coefficient de puissance maximal de cette hydrolienne sur laquelle la plage de l'angle de calage se situe entre  $(-5^\circ)$  et  $(5^\circ)$  est présentée au tableau 3.2. La variation de l'angle de calage des pales présentée dans cette section modifie sensiblement le point de fonctionnement de l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites. À cet effet, la performance maximale obtenue, en terme du coefficient de puissance, varie de 28.30 [%] à 24.34 [%]. La plage de la vitesse de rotation optimale se situe entre  $3.30 \text{ rad/s}$  ( $\lambda_{opt} = 2.20$ ) et  $4.53 \text{ rad/s}$  ( $\lambda_{opt} = 3.02$ ). Il est intéressant de noter qu'à chaque valeur de l'angle de calage choisie, le point de fonctionnement de cette turbine est aussi modifié en conséquence.

Dans ce tableau, on constate également que la diminution de l'angle de calage négative-

ment pour le profil NAC0018 apporte une amélioration significative des rendements des turbines hydroliennes par rapport au calage nul, et le paramètre d'avance optimal diminue très légèrement. En revanche, le rendement de l'hydrolienne diminue significativement pour la variation positive de l'angle de calage, et le paramètre d'avance optimal augmente très légèrement.



(a) Angle de calage positif



(b) Angle de calage négatif

FIGURE 3.10 – Évolution des coefficients de puissance pour différents angles de calage

Les résultats de simulations montrent qu'il y a un angle de calage optimal qui améliore le rendement de l'hydrolienne à pales droites. Néanmoins, il semblerait surtout que l'effet

positif ou négatif sur les performances dépend de la géométrie de l'hydrolienne et de son fonctionnement, en particulier la solidité et le paramètre d'avance.

TABLE 3.2 – Coefficients de puissance moyens par rapport au calage des pales

$\beta$ [°]	$C_P$ [%]	$\lambda_{opt}$ [-]	$\omega_{opt}$ [rad/s]	$\beta$ [°]	$C_P$ [%]	$\lambda_{opt}$ [-]	$\omega_{opt}$ [rad/s]
0	28.14	2.57	3.86	0	28.14	2.57	3.86
-1	28.28	2.50	3.75	1	27.85	2.65	3.98
-2	28.30	2.42	3.63	2	27.39	2.80	4.20
-3	28.26	2.35	3.52	3	26.72	2.87	4.30
-4	28.12	2.35	3.52	4	25.59	2.95	4.42
-5	27.94	2.20	3.30	5	24.34	3.02	4.53

Dans le but de continuer l'analyse de l'impact de calage des pales (angles positif et négatif) sur les performances, la référence de l'angle de calage fixe est prise à la position géométrique des pales où la ligne de corde est perpendiculaire à leur trajectoire de rotation complète des pales de l'hydrolienne. La figure 3.11 montre les deux positions du profil de pale par rapport à la référence de calage et le triangle des vitesses associés. Dans cette figure, le bord de fuite est orienté soit à l'intérieur (figure 3.11a), soit à l'extérieur (figure 3.11b). Pour les deux figures présentées, l'angle de calage coïncide exactement à la référence de calage. De plus, la résultante des forces hydrodynamiques exercées à la pale sont appliquée au quart de corde.

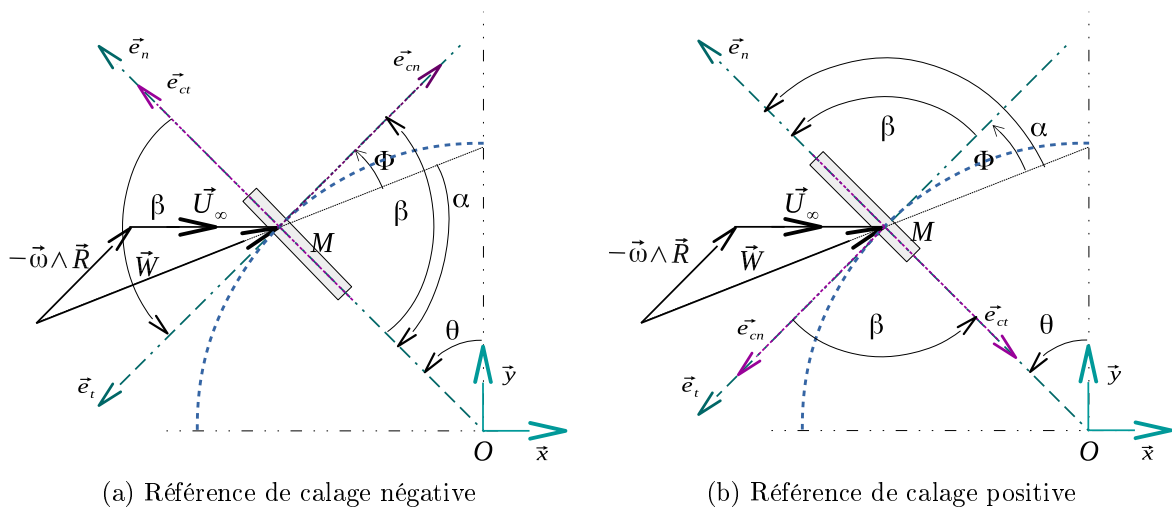


FIGURE 3.11 – Illustration des pales pour la référence de calage ( $\beta = 90^\circ$ )

Le profil hydrodynamique de NACA0018 a toujours été utilisé dans cette étude. Le modèle hydrodynamique de l'hydrolienne à pales verticales est celui de DMST utilisé précédemment. La figure 3.12 présente la caractéristique de la performance de l'hydrolienne à axe vertical avec un angle de calage nul. Dans cette figure, la courbe du coefficient de puissance en fonction

de paramètre d'avance pour l'angle de calage nul n'est pas conforme à la caractéristique normalisée de la distribution du coefficient de puissance de l'hydrolienne. Le résultat de la simulation montre que le maximum du coefficient de puissance moyen est égal à zéro contre 28.14 % pour l'hydrolienne avec angle de calage nul utilisé précédemment. Cependant, les valeurs du coefficient de puissance sont négatives sur la plage du paramètre d'avance considérée. En effet, dans cette position géométrique des pales adoptée, la turbine de l'hydrolienne à axe vertical ne permet pas de générer une puissance cinétique .

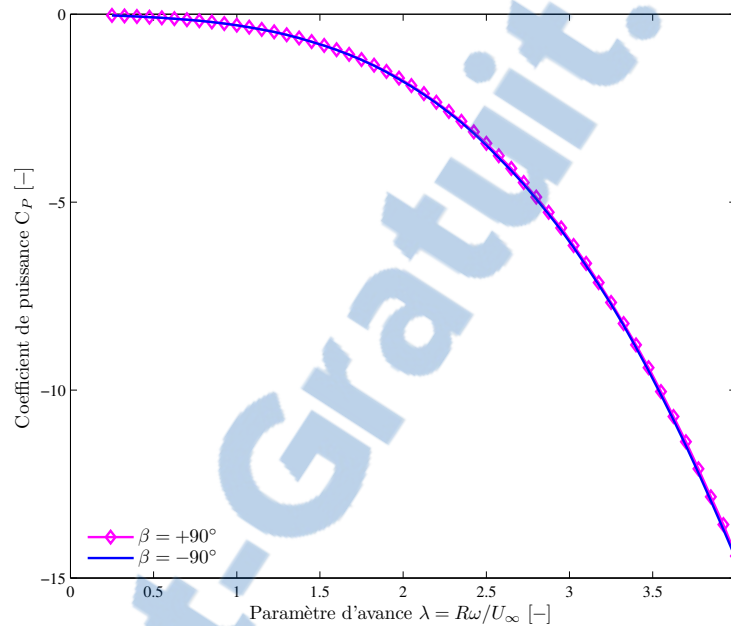


FIGURE 3.12 – Évolution du coefficient de puissance avec angle de calage nul

### 3.8 Performance de la turbine pour pale symétrique

Dans la littérature, les formules semi-empiriques existent pour estimer les coefficients hydrodynamiques de profil symétrique. Godard et al. (2004) a montré qu'un profil hydrodynamique symétrique attaqué sous un angle d'incidence ne dépasse pas une quinzaine de degré. En effet, le coefficient de traîné reste faible devant le coefficient de portance. En première approximation, ces coefficients hydrodynamiques peuvent être exprimés par l'équation (3.1).

$$\begin{cases} C_L &= 2\pi \sin(\alpha) \\ C_D &\approx 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

Les figures (3.13) et (3.14) présentent respectivement les caractéristiques du coefficient de puissance moyenne pour tous les paramètres d'avance considérés ( $0 \leq \lambda \leq 4$ ) et du coefficient de couple moyen au point de fonctionnement optimal de la turbine. On observe que

l'effet des hypothèses simplificatrices des coefficients hydrodynamiques de l'hydrolienne libre conduit à une surestimation du coefficient de puissance. Le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne obtenu se trouve à  $\lambda_{opt} = 3.40$  avec  $C_{P,opt} = 30.67\%$ . Par ailleurs, les valeurs optimales du coefficient de puissance et du paramètre d'avance de l'hydrolienne à pales droites, utilisant la base de données semi-empiriques des coefficients hydrodynamiques, sont respectivement à  $C_{P,opt} = 28.01\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.69$ .

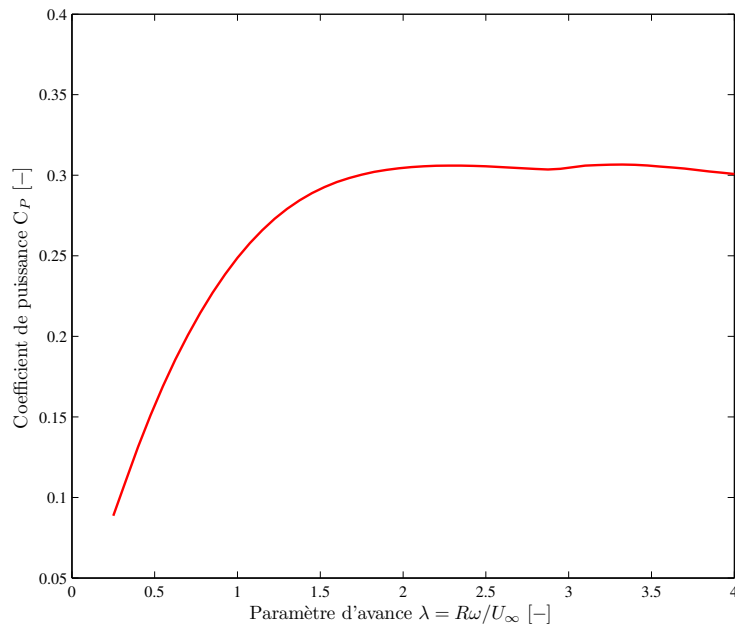


FIGURE 3.13 – Évolution de coefficient de puissance pour profil symétrique

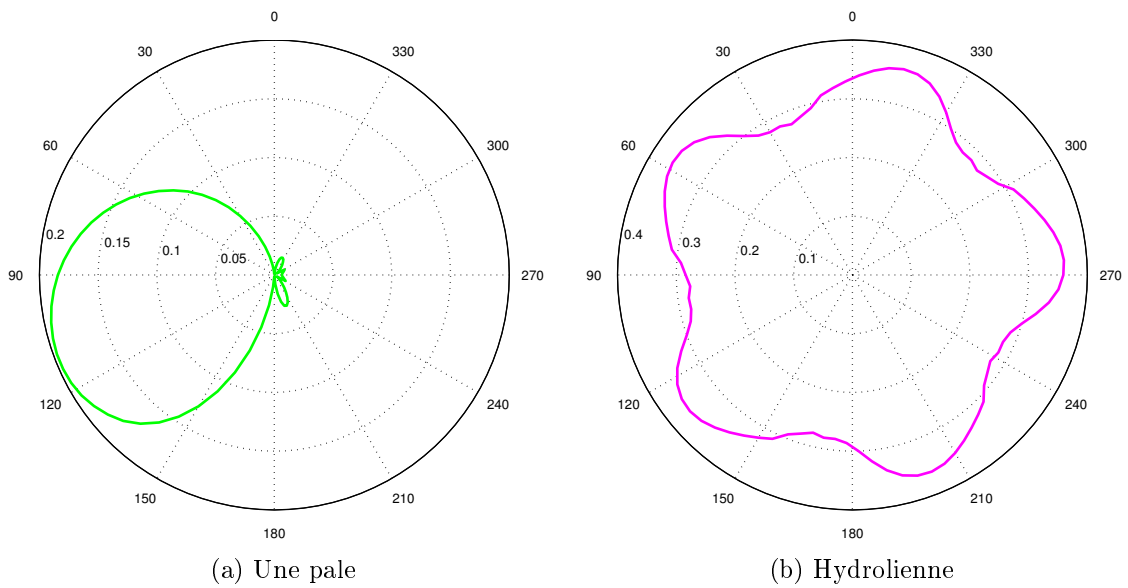


FIGURE 3.14 – Évolution de coefficient de couple pour profil symétrique à  $\lambda_{opt} = 3.40$

Néanmoins, la tendance des courbes prédites par le modèle numérique est correcte, en



particulier le coefficient de puissance de l'hydrolienne. La figure 3.14b, qui trace le rosace numérique du coefficient de couple de l'hydrolienne, suit aussi cette tendance. On observe aussi que les oscillations du coefficient de couple varie entre 0.28 et 0.38 pendant la rotation complète de cette hydrolienne. En revanche, l'évolution du couple imposée sur une pale au cours de la rotation de l'hydrolienne à axe vertical est exposée sur la figure 3.14a. En étudiant cette évolution, une pale génère un couple moteur seulement dans la zone amont de la turbine  $\theta = 30-160^\circ$ . L'amplitude du coefficient de couple dans la zone aval apparaît plus faible.

### 3.9 Effets des profils de pales symétriques d'un rotor d'hydrolienne

Cinq jeux de pales (NACA 00XX) ont été utilisés dans le but de mieux appréhender les phénomènes physiques engendrés par la géométrie des pales d'une hydrolienne cinq pales droites à axe vertical. Les comparaisons sont faites sur les performances en termes des coefficients de couple et de puissance récupéré. La vitesse de l'écoulement incident est de  $1.5\text{ m/s}$ .

La figure 3.15 présente le coefficient de puissance moyenné des cinq profils hydrodynamiques de pales NACA symétriques et sans cambrure en fonction du paramètre d'avance. Les trois régions caractéristiques de fonctionnement d'une hydrolienne sont clairement observées dans cette figure, à savoir, la région de décollement dynamique, la région de transition, et la région des effets secondaires. Les rendements des hydroliennes avec des pales NACA0012, NACA0015, NACA0018, NACA0021, et NACA0025 sont respectivement 27.93, 28.32, 28.14, 28.19 et 27.93%, mais également, les paramètres d'avance optimaux sont respectivement 2.80, 2.57, 2.57, 2.42, et 2.42. De cette figure, il est intéressant de noter qu'il n'y a pas des écarts importants entre les maximums des coefficients de puissance récupérés par des pales. Néanmoins, le paramètre d'avance optimal diminue avec l'augmentation de l'épaisseur de pale. Ce graphe montre également que le maximum du rendement de la turbine d'hydrolienne à pales droites est obtenu au paramètre d'avance optimal  $\lambda_{opt} = 2.42$  pour le profil de pale de NACA0021.

La figure 3.16 illustre les rosaces du coefficient de couple numérique des hydroliennes avec cinq profils de pales pour le paramètre d'avance optimal respectif. En comparant les rosaces, nous avons remarqué que l'amplitude du coefficient de couple est fortement affecté par l'épaisseur de pales et les pétales sont pratiquement semblables. Les résultats montrent également que les profils NACA 0012 et NACA 0021 ne modifient pas leur valeur moyenne du coefficient de couple. Cette observation est également constaté dans le cas des profils de pale NACA 0015 et NACA 0018. Cependant, le grand écart observé

entre les valeurs moyennes du coefficient de couple vient de la différence entre les profils considérés. Toutefois, les profils NACA 0015 et NACA 0018 génèrent les couples plus importants pendant la rotation de la turbine d'hydrolienne, tandis que le profil de pale NACA 0025 génère moins.

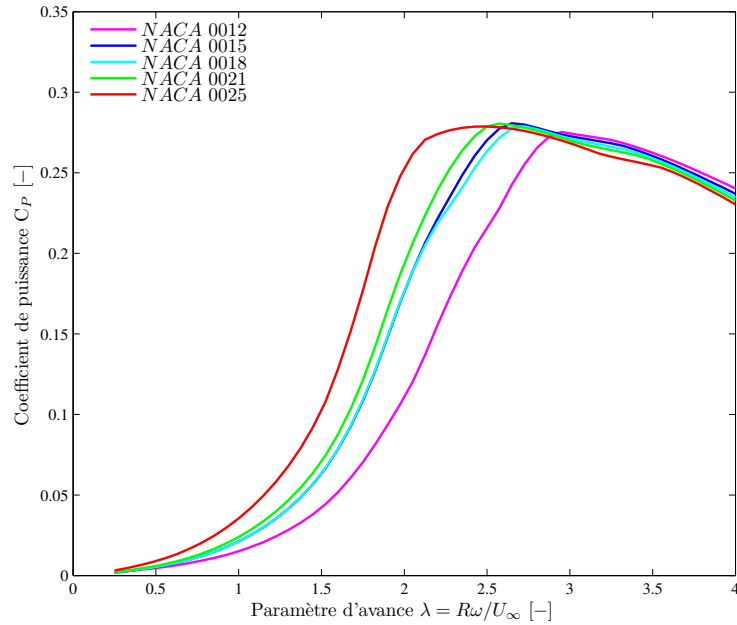


FIGURE 3.15 – Comparaison des coefficients de puissance de cinq types de pale

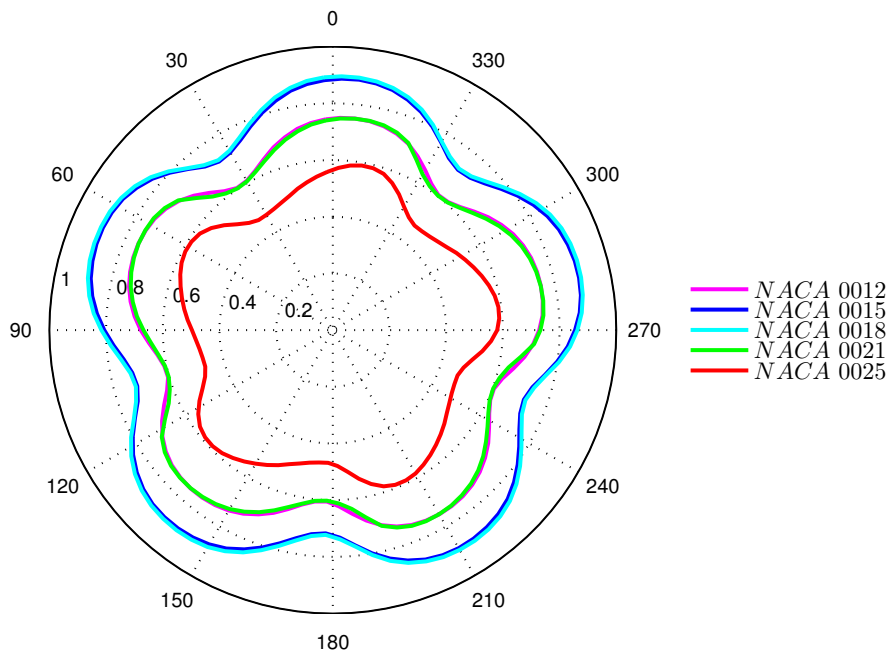


FIGURE 3.16 – Coefficient du couple pour les cinq profils de pale NACA

## 3.10 Conclusion

Ce chapitre a présenté les résultats de l'étude de la méthode des tubes de courants multiples et deux actionneurs (DMST) appliquée à l'hydrolienne à axe vertical avec des pales droites. Elle permet entre autres d'obtenir dans une même simulation les performances de l'hydrolienne à axe vertical, en termes des coefficients de puissance ( $C_P$ ) et de couple ( $C_Q$ ).

En ce qui concerne les performances de l'hydrolienne, les résultats obtenus lors des simulations numériques sont très encourageants. D'ailleurs ces résultats montrent une bonne cohérence avec des résultats de simulation de l'hydrolienne libre trouvés dans la littérature. Pour les paramètres d'avance plus élevés, les calculs DMST prédisent des coefficients de puissance qui diminuent régulièrement avec  $\lambda$ . Tandis qu'aux faibles valeurs des paramètres d'avance, les calculs DMST prédisent des coefficients de puissance qui augmentent régulièrement avec  $\lambda$ . Le point de fonctionnement de l'hydrolienne est localisé au sommet de la courbe du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance.

Les résultats des expérimentations numériques de l'hydrolienne à axe vertical montrent qu'il est indispensable de prendre en compte les effets des paramètres hydrodynamiques et géométriques, tels que la solidité, le nombre de pales, la vitesse des courants, l'angle de calage et le profil des pales. En particulier, les études paramétriques de l'angle de calage ont permis d'obtenir à une amélioration significative des performances de l'hydrolienne libre à axe vertical avec de pales droites. En effet, le coefficient de puissance passe de 27.94% à 28.30% quand l'orientation des pales varie de  $0^\circ$  à  $-5^\circ$ . Toutefois, l'angle de calage positif mène à une réduction des performances de cette hydrolienne.

L'influence de la solidité sur les performances de l'hydrolienne à pales droites a été étudiée en modifiant la longueur de corde de pales ou le nombre de pales, pour le diamètre étant fixé. Une augmentation de la solidité a pour effet de diminuer la valeur du paramètre d'avance correspondant au point de fonctionnement optimal et resserre la plage de fonctionnement de la turbine.

Dans le cas où le profil des pales symétrique a été utilisé, la méthode numérique de DMST est réutilisée afin de déterminer les performances de l'hydrolienne libre à axe vertical. De ce fait, la simplification des expressions analytiques des coefficients hydrodynamiques amène la surestimation des performances de cette hydrolienne.

L'influence de profil des pales sur les performances de la turbine d'hydrolienne à pales droites a ensuite été étudiée pour plusieurs paramètres d'avance ( $\lambda = 0.25$  à  $\lambda = 4.0$ ). Le résultat obtenu au profil des pales NACA 0018 s'est avéré intéressant puisque les calculs DMST permettent une meilleure prédiction des performances.

# Chapitre 4

## Analyse de l'hydrolienne à axe vertical avec des pales hélicoïdales

### 4.1 Introduction

Au cours des dix dernières années, le secteur énergies renouvelables est fortement développé afin de résoudre les problèmes de la préservation de l'environnement, du changement climatique et de la pénurie des énergies fossiles à l'avenir. Le fait que les énergies des courants marins et fluviaux sont plus prévisibles par rapport à l'énergie cinétique du vent, elles sont plus prometteuses en exploitant les énergies renouvelables. En outre, la densité de l'eau de mer est environ mille fois plus élevée que celle de l'air. La technologie de l'hydrolienne à flux transverse, est inspirée à l'éolienne et la plupart des concepteurs à ce jour est focalisé principalement à l'hydrolienne à axe horizontal en raison de rentabilité énergétique élevée. Cependant, une hydrolienne à axe vertical est une solution alternative intéressante en raison de sa non dépendance de la direction de l'écoulement de l'eau. En effet, le sens de l'écoulement des courants marins change toutes les six heures.

De nombreuses recherches expérimentales ont été réalisées pour analyser l'hydrolienne à flux transverse en terme de rendement et des comportements. A cet effet, l'approche d'extraction de l'énergie cinétique des courants est basée à la force de portance. Cette dernière est la première responsable de la rotation d'une hydrolienne à axe vertical.

Les hydroliennes à axe vertical avec des pales droites ont un problème d'auto-démarrage. Une pale droite au cours de la rotation voit alternativement des zones de couple moteur et frein. En prenant en compte les inconvénients de l'hydrolienne précédemment, des chercheurs ont développé une hydrolienne avec des pales hélicoïdales de rayon constant. Cependant, jusqu'à maintenant, il y a très peu de littérature concernant les caractéristiques et les performances de ce dispositif. De plus, leurs caractéristiques et leur comportement sont encore mal connus.

Par ailleurs, les performances de l'hydrolienne sont dépendant des paramètres caractéristiques de l'hydrolienne (Amet, 2009). Cela montre que, la détermination des paramètres géométriques d'une hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales est un élément crucial lors de la phase de conception de celle-ci.

L'étude présentée dans ce chapitre vise à caractériser en détail l'influence des différents paramètres géométriques sur les performances d'une hydrolienne à axe vertical avec des pales hélicoïdales dans un premier temps, et de comparer les performances des deux hydroliennes à axe vertical proposées dans un second temps. Les paramètres fondamentaux qui doivent être pris en compte dans une hydrolienne avec des pales hélicoïdales peuvent être le nombre de pales, l'angle de calage, l'angle d'inclinaison des pales, la solidité et la hauteur de la turbine.

## 4.2 Géométrie d'une hydrolienne à pales hélicoïdales

Généralement, une turbine hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales est caractérisée par  $B$  pales, de hauteur  $H$  et de rayon constant  $R$ . Les pales sont définies par une succession de sections élémentaires de profil d'aile normalisée NACA00XX de hauteur  $dz$ , de centre  $M$ , de corde  $C$ . Le centre de poussée hydrodynamique  $M$  positionnée au quart de la longueur de corde décrit une portion de courbe hélicoïdale ( $AME$ ), définie par le rayon  $R$  et l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontal  $\delta$ . La projection de cette portion de courbe sur l'axe de rotation  $z$  donne un segment de droite de longueur  $H$  (Figure 4.1).

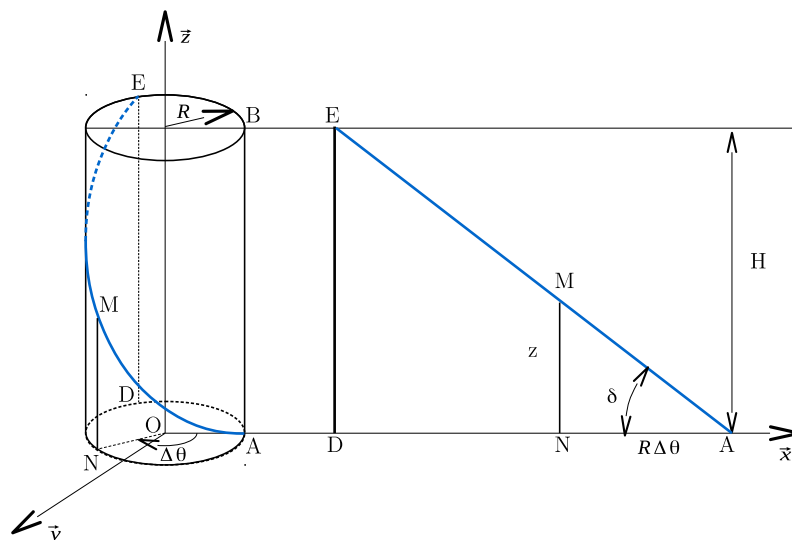


FIGURE 4.1 – Géométrie d'une hydrolienne à pales hélicoïdales

Dans un repère fixe  $R_o = (O, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ , le centre de poussée  $M$  a pour équations paramétriques suivantes :

$$M(x, y, z) : \begin{cases} x = R \cos(\theta) \\ y = R \sin(\theta) \\ z = R\theta \tan(\delta) \end{cases} \quad (4.1)$$

### 4.3 Paramètres géométriques de l'hydrolienne

Le dimensionnement des paramètres optimaux d'une hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales nécessite une évaluation des performances en fonction de plusieurs paramètres géométriques et hydrodynamiques, dont certains sont compatibles avec d'autres modèles de turbines, dont certains sont uniques à la forme hélicoïdale.

Cette section examine ces paramètres de conception et offre des preuves expérimentales et/ou analytiques démontrant les effets de la variation des paramètres. Cependant, plusieurs des paramètres d'une hydrolienne à pales hélicoïdales sont interdépendants. Un choix judicieux de valeurs de ces paramètres conduira au dimensionnement plus efficace.

#### 4.3.1 Profil de pales de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

Traditionnellement, les pales de turbine à axe vertical ont été conçues avec la série des profils symétriques NACA à 4 chiffres en raison de la disponibilité des données de portance et de traînée pour une large gamme de nombres de Reynolds (Niblick, 2012). Cependant, le profil NACA0018 est souvent utilisé dans la littérature pour analyser le fonctionnement de l'hydrolienne. La figure 4.2 montre l'effet du coefficient de portance en fonction de nombre de Reynolds.

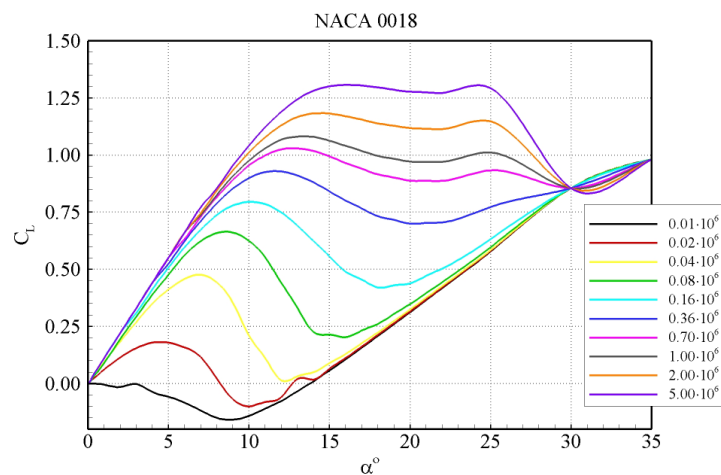


FIGURE 4.2 – Coefficient de portance pour le profil NACA0018, avec le nombre de Reynolds entre  $10^4$  et  $5 \cdot 10^6$  (Klimas & Worstell, 1981)

Dans une hydrolienne à flux transverse, le nombre de Reynolds est souvent inférieur à cinq million. Un profil NACA0018 entre en décrochage statique à  $16^\circ$  pour un Reynolds de 5 millions. En revanche, pour un bas nombre de Reynolds, il est nettement inférieur.

### 4.3.2 Solidité et allongement d'une pale

Il est à rappeler que la solidité a une influence majeure sur les performances hydrodynamiques de l'hydrolienne à pales droites. En effet, la solidité informe sur le niveau de blocage des courants par la seule présence de l'hydrolienne. De l'éolienne à l'hydrolienne, différentes formulations de la solidité ont été utilisées par les chercheurs dans le but d'étudier les performances des turbines. Pourtant, dans le présent travail, la solidité est définie par l'équation (1.15).

Bien que le fonctionnement de l'hydrolienne puisse être expliqué par une analyse bidimensionnelle, mais, le caractère tridimensionnel de la turbine peut amener des modifications importantes du comportement. Cependant, un allongement d'une pale ( $AR$ ) est exprimé par le rapport entre le carré de l'envergure et la surface portante d'une pale, qui est aussi égal au rapport entre l'envergure et la corde sur la totalité de l'envergure (équation 4.2).

$$AR = \frac{h^2}{Ch} = \frac{h}{C} \quad (4.2)$$

### 4.3.3 Nombre de pales

Le nombre de pales est intrinsèquement lié à la solidité, à la longueur de corde et au rayon d'une turbine. Pour une turbine de l'hydrolienne, si le nombre de pales est augmenté, alors la longueur de corde d'une pale doit être réduite pour maintenir constant la solidité désirée. Inversement, dans le cas où la longueur de corde serait fixée à une valeur constante, alors la solidité et le nombre de pales seront augmentés en même temps. Des études scientifiques ont été mentionnée qu'une turbine bipale est plus performante qu'une turbine tripale. Pourtant, le coût de fabrication et le poids d'une telle turbine sont moindres que pour une turbine à trois pales.

L'augmentation du nombre de pales devrait entraîner une augmentation du couple de démarrage, la diminution de la vitesse de rotation optimale et la réduction de la performance globale de l'hydrolienne. De plus, dans une étude récente, Mercier (2014) a constaté que, si le faible nombre de pales est bénéfique pour le rendement, notamment pour la génération de puissance électrique en raison des grandes vitesses de rotation, il est nuisible pour la structure. Ce qui augmente l'amplitude des sollicitations cycliques. En effet, le nombre de pales pourrait améliorer sensiblement les performances de l'hydrolienne à axe vertical avec des pales hélicoïdales.

### 4.3.4 Angle de couverture circonférentielle

L'angle de couverture circonférentielle de pale est l'un aspect du caractère tridimensionnel de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. En effet, l'angle de couverture circonférentielle ( $\Delta\theta$ ), ou angle de torsion de la pale (*twist angle en anglais*), est l'angle fait par le bord d'attaque du profil au bout de l'aile s'enroulant sur une courbe hélicoïdale de rayon  $R$  et de hauteur  $H$ . Cet angle est également décrit de la manière suivante : en considérant une vue de pale suivant l'axe de rotation, le rayon relié au bord d'attaque du profil de la section en haut de l'une des extrémités de la pale et le rayon relié au bord d'attaque du profil de l'autre extrémité de pale forment un angle de couverture circonférentielle (figure 4.3).

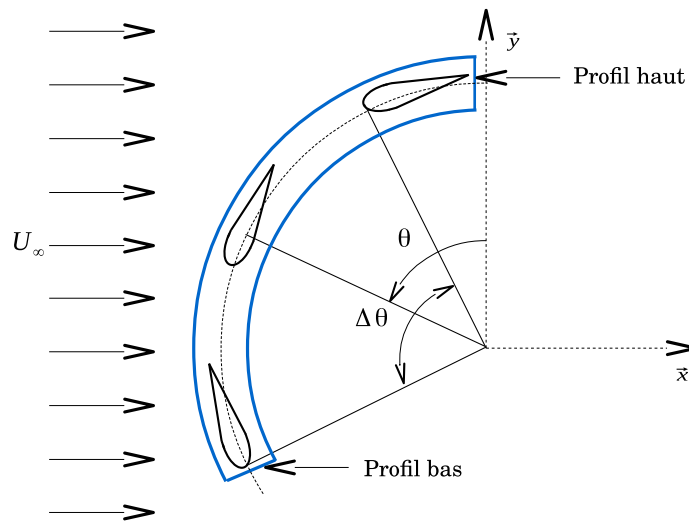


FIGURE 4.3 – Angle de couverture circonférentielle d'une pale

Afin d'être capable d'exprimer l'angle de torsion, il est nécessaire de considérer la figure 4.1 illustrant la géométrie d'une pale hélicoïdale de l'hydrolienne. L'expression de cet angle est donnée par l'équation (4.3). Lorsqu'il n'y a pas un espace vide entre les deux extrémités de pale (début du profil pale et la fin du profil de pale) sur le plan de rotation de la turbine, alors l'angle de couverture circonférentielle devient maximal avec une valeur de  $(2\pi/B)$ .

$$\Delta\theta = \frac{H}{R \tan(\delta)} \quad (4.3)$$

Du point de vue mécanique, plus l'angle de torsion est faible, moins la pale subit de contrainte au niveau de l'emplanture avec bras. En même temps, le contrainte hydrodynamique agit en sens contraire. Plus l'angle de torsion est important, moins la pale voit une charge hydrodynamique à chaque instant.

La plupart des turbines qui utilisent des pales hélicoïdales, en particulier, turbine GORLOV ou celle de Quiet Revolution, ont un angle de torsion des pales d'environ  $60^\circ$ . Toute-



fois, le prototype HARVEST (Hydrolienne à Axe de Rotation VERTical STabilisée) utilise des pales en forme de V dont l'angle de torsion est égale à 30° (Amet, 2009).

### 4.3.5 Angle d'inclinaison de pales

L'angle d'inclinaison de pales ( $\delta$ ) de l'hydrolienne à pales hélicoïdales se rapporte à l'angle formé par le profil bas et le profil haut de la pale avec un plan horizontal. La figure 4.4 illustre une représentation de l'angle d'inclinaison de pales. De plus, il peut être vu comme étant l'angle de la ligne génératrice de pale par rapport au plan horizontal en déroulant le cylindre sur laquelle elle s'appuie. Dans cette figure, en tenant compte la valeur maximale de l'angle de torsion, l'angle d'inclinaison de pales peut être exprimé par l'équation (4.4). Dans le présent travail, l'angle d'inclinaison sont supposé constant sur toute l'envergure de la pale. Pour une pale droite, l'angle d'inclinaison vaut 90 degré.

$$\delta = \tan^{-1} \left( \frac{BH}{\pi d} \right) \quad (4.4)$$

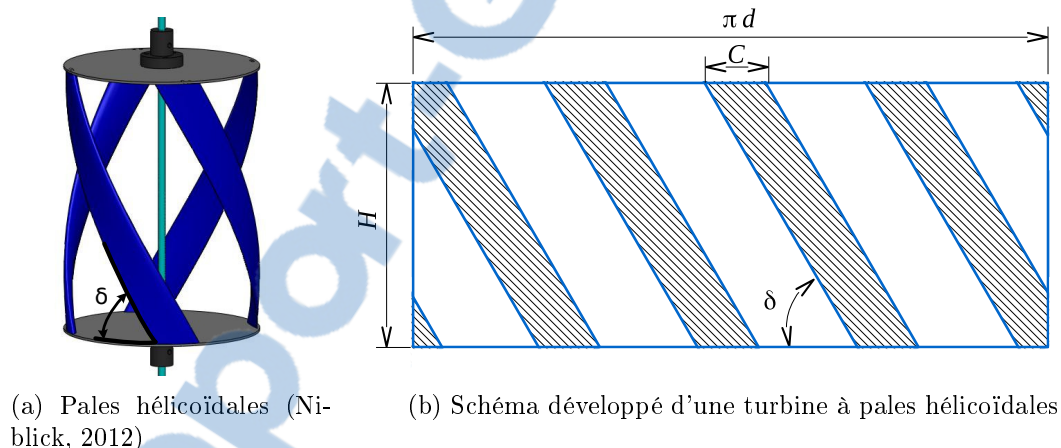


FIGURE 4.4 – Angle d'inclinaison de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

## 4.4 Modélisation des performances de l'hydrolienne

Les simulations numériques réalisées dans les chapitres précédents portaient de l'hypothèse d'un écoulement bidimensionnel autour d'une portion de pale droite. Pour réduire les variations cycliques du couple moteur généré par l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites, il est préférable d'utiliser les pales hélicoïdales. Cependant, ces pales permettent de lisser un couple moteur instantané pendant une rotation, en minimisant les écarts des valeurs minimale et maximale de la variation du couple. En effet, l'uniformisation du

couple conditionne, entre autres, la tenue mécanique, le nombre de cycles de fonctionnement, et la réduction de contrainte d'auto-démarrage d'une turbine de l'hydrolienne.

Les pales de l'hydrolienne à flux transverse forment chacune une portion d'hélice, et elles génèrent les efforts hydrodynamiques (portance et traînée) en fonction de la norme et de l'incidence de la vitesse relative. Selon le type de l'hélice adopté (dextre ou senestre) et la direction de l'écoulement, le sens de rotation de la turbine peut être dirigé dans un sens anti-horaire ou dans l'autre.

La figure 4.5 illustre la description physique bidimensionnelle d'une pale hélicoïdale dans un plan orthogonal à l'axe de rotation, dans laquelle trois sections de cette pale couvrant un angle de torsion de  $(\Delta\theta)$  ont été présentées. Ces trois sections sont respectivement des sections en haut, en bas et au milieu. En analysant attentivement les variations des incidences dans cette figure, la section bas a plus d'incidence que les autres sections. En suivant ce même raisonnement purement bidimensionnel, la force de portance  $\vec{L}$ , va diminuer progressivement du bas vers le haut de la pale.

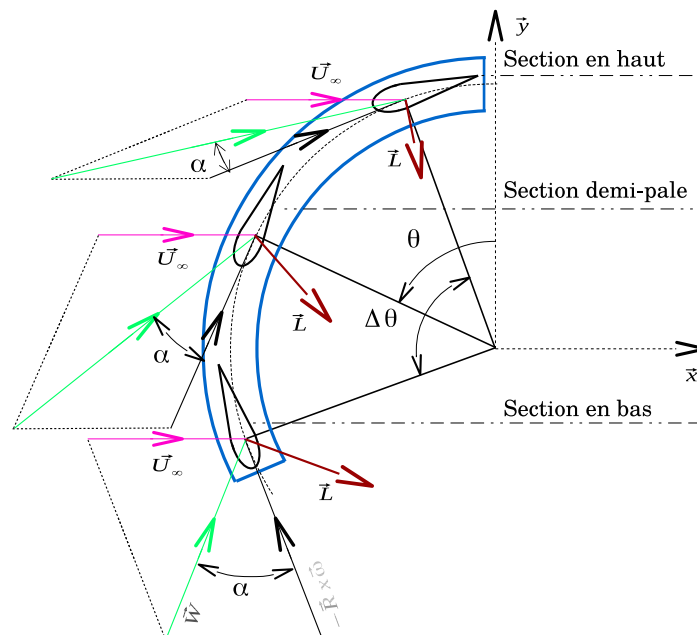


FIGURE 4.5 – Aperçu des triangles de vitesses et de force de portance d'une pale hélicoïdale (vue de dessus)

En revanche, le décollement massif de la couche limite sur toute la hauteur de la pale génère des efforts cycliques important dans une hydrolienne à pale droite. Ces efforts fléchissant influent uniquement sur le dimensionnement de la structure, en particulier la tenue en fatigue. Devant ces faits, on peut alors chercher à limiter la montée trop rapide et l'effondrement trop brutal du couple moteur en gardant constant le couple moyen. En effet, il est évident que les pales hélicoïdales pourraient fournir une solution dans ce problème.

La figure 4.6 présente une vue simplifiée en bidimensionnelle d'un profil de pale hélicoïdale avec un angle de couverture circonférentielle ( $\Delta\theta$ ), correspondant à une position azimutale ( $\theta$ ). Le haut et le bas de la pale sont repérés respectivement par la position azimutale de  $\theta_{début}$  et celle de  $\theta_{fin}$ . Sur cette figure, trois positions azimutales, correspondantes à  $\theta_{début}$ ,  $\theta$ , et  $\theta_{fin}$  d'une pale droite équivalente de corde  $C$ , de rayon  $R$ , de hauteur  $H$  et vitesse de rotation identique  $\omega$  ont été ajoutées.

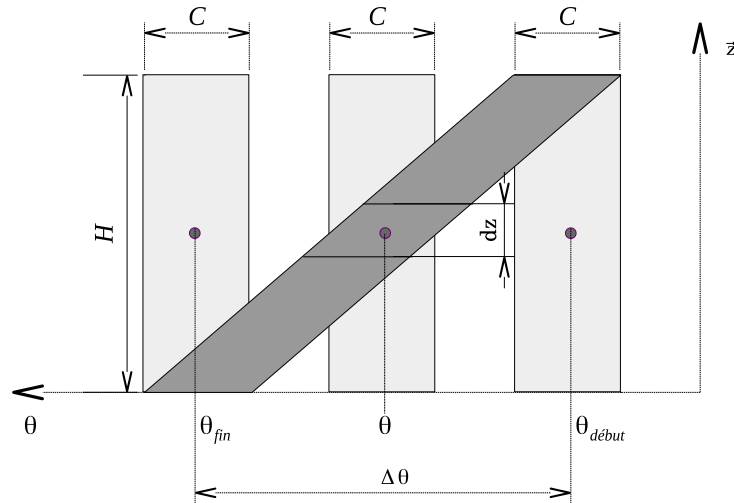


FIGURE 4.6 – Modélisation d'une pale hélicoïdale en pale droite équivalente

Le modèle de l'hydrolienne à flux transverse avec de pales hélicoïdales utilise le modèle des pales droites équivalentes qui permet d'exprimer la répartition du couple moteur suivant la hauteur d'une pale sur l'ensemble des positions azimutales. D'ailleurs, le principe physique de cette hydrolienne est similaire à celui de pales droites. Dans cette approche, étant donné que l'écoulement est supposé bidimensionnel, le moment d'un élément infinitésimal  $M_Z$  de hauteur  $dz$  de la pale hélicoïdale à la position azimutale au milieu  $\theta$  peut être déterminé par la moyenne des moments des éléments infinitésimaux d'une pale droite qui balaye entre deux positions azimutales  $\theta_{début}$  et  $\theta_{fin}$ . Amet (2009) a, quant à lui, classifié l'équation (4.5) parfois une méthode 2D et demi permettant d'extrapoler les valeurs obtenues d'une solution 2D vers le 3D.

$$M_Z = \frac{1}{H} \int_0^H M_{droite}(z) dz \equiv \frac{1}{\Delta\theta} \int_{\theta_{début}}^{\theta_{fin}} M_{droite}(\theta) d\theta \quad (4.5)$$

Afin d'améliorer la précision de cette méthode, le pas du temps de calcul numérique est augmenté. Pour cela, une pale est découpée en plusieurs tranches de profil d'aile normalisé suivant l'axe de rotation de la turbine. Chaque tranche d'épaisseur  $dz$  est délimitée par deux plans de l'écoulement successifs normal à l'axe de rotation. La somme de toutes ces tranches est égale à la hauteur de l'hydrolienne  $H$ . Le couple moyen instantané d'une pale

hélicoïdale est exprimé par l'équation (4.6). Suite à l'utilisation de cette modélisation, les variations cycliques d'une pale hélicoïdale représentent une évolution cyclique moyennée entre le minimum et le maximum d'une pale droite équivalente.

$$M_Z = \frac{1}{n_{tranche}} \sum_{ip=1}^{n_{tranche}} M_{droite}(\theta_{ip}) \quad (4.6)$$

avec le paramètre  $n_{tranche}$  représente un nombre total de tranches d'une pale. L'indice « $ip$ » indique qu'il s'agit d'une évaluation du moment de la pale droite équivalente en une position azimutale.

Les performances hydrodynamique de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales sont évaluées par le coefficient de puissance et le coefficient de couple. Il est à noter que le coefficient de puissance hydrodynamique ( $C_P$ ) de cette hydrolienne comme étant le rapport entre la puissance moyenne et la puissance cinétique de courant qui traverse la surface balayée par la machine (4.7). De même, le coefficient de couple ( $C_T$ ) est défini comme une version adimensionnelle du couple moteur donné par l'équation (4.8).

$$C_P = \frac{M_Z \omega}{0.5 \rho S_{REF} U_\infty^3} \quad (4.7)$$

$$C_T = \frac{M_Z}{0.5 \rho S_{REF} U_\infty^2} = \frac{C_P}{\lambda} \quad (4.8)$$

où  $M_Z$  est la contribution du moment résultant par rapport à l'axe de rotation, qui est appelé aussi couple moteur,  $\omega$  est la vitesse de rotation et  $S_{REF} = 2RH$  est la surface balayée par les pales.

Les courbes des performances de l'hydrolienne varient essentiellement avec les paramètres géométriques et les paramètres hydrodynamiques. Pour ces raisons, l'analyse paramétrique des performances de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales fera l'objet principal de la section suivante.

## 4.5 Résultats des simulations

Dans cette section, on se concentre sur les études paramétriques du comportement d'une hydrolienne à axe vertical, avec de pales hélicoïdales en termes de performances. En particulier, les influences de la solidité, du nombre de pales, des angles de couverture circonférentielle, de l'angle de calage, et des paramètres interdépendants (le rapport corde sur rayon de turbine et le rapport hauteur sur diamètre de turbine) sur le coefficient de puissance et le coefficient de couple seront envisagées. La comparaison de performance

d'une hydrolienne à pales droites et celle à pales hélicoïdales fait également l'objet d'une attention particulière. Il est important de rappeler que le modèle DMST est utilisé à la modélisation numérique de l'hydrolienne afin d'obtenir les prédictions des coefficients de puissance  $C_P$  et de couple  $C_T$ .

#### 4.5.1 Description de l'hydrolienne

Afin d'analyser les comportements d'hydroliennes tripales à axe vertical, deux géométries des pales ont été considérées dont l'une d'elles est une pale hélicoïdale (figure 4.7). Toutefois, l'hydrolienne qui fait l'objet de la présente étude est une hydrolienne à axe vertical, avec de pales hélicoïdales.

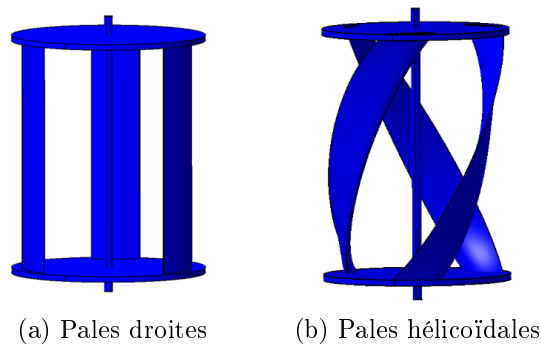


FIGURE 4.7 – Hydroliennes à flux transverse avec trois pales (Tsai & Chen, 2014)

L'hydrolienne à flux transverse est équipée de trois pales hélicoïdales à un rayon constant  $R = 482$  m, avec un angle de calage fixe ( $\beta = 0^\circ$ ). Elle mesure 882 mm de hauteur et la surface balayée par cette turbine est d'environ  $S_{REF} = 0.850$  m<sup>2</sup>. Ainsi, les pales sont de section constante sur toute l'envergure, de corde  $C = 0,132$  m. Dans cette étude, les bras de support des pales et l'arbre ne sont pas prises en compte. Le profil des pales NACA0018 de Sheldahl & Klimas (1981) est fréquemment utilisé tant en éolienne et qu'en hydrolienne. Cependant, les coefficients de portance et de traînée sont obtenus à l'issue des expérimentations en soufflerie pour une large gamme de nombres de Reynolds et une plage angulaire de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ . Dans le cadre de ces travaux, le profil symétrique des pales NACA0018, à nombre de Reynolds  $Re_C = 2 \cdot 10^5$ , est envisagé. De plus, ce profil des pales est constant sur toute l'envergure.

Chaque pale de l'hydrolienne couvre un angle de  $120^\circ$  entre ses deux extrémités. L'angle d'inclinaison des pales hélicoïdales vaut  $\delta = 41.2^\circ$ , qui est une valeur relativement importante. Pour les pales droites, l'angle d'inclinaison et l'angle de torsion sont respectivement de  $90^\circ$  et  $0^\circ$ . Les paramètres numériques des hydroliennes utilisés sont reportés dans le tableau 4.1.

TABLE 4.1 – Description générale des hydroliennes à axe vertical et à axe hélicoïdale

Paramètre	Pale droite	Pale hélicoïdale
Type de profil	NACA0018	NACA0018
Nombre de pales, $B$	3	3
Corde, $C$	0.132 <i>m</i>	0.132 <i>m</i>
Rayon de la turbine, $R$	0.482 <i>m</i>	0.482 <i>m</i>
Hauteur de pale, $H$	0.884 <i>m</i>	0.884 <i>m</i>
Vitesse infini amont, $U_\infty$	1.5 <i>m/s</i>	1.5 <i>m/s</i>
Paramètre d'avance, $\lambda = R\omega/U_\infty$	0.25 – 4	0.25 – 4
Vitesse de rotation, $\omega$	0.30 – 4.80 <i>rad/s</i>	0.30 – 4.80 <i>rad/s</i>
Solidité, $S = BC/R$	0.82	0.82
Nombre de Reynolds, $Re_C = U_\infty C/\nu$	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Angle de calage, $\beta$	0°	0°
Angle de couverture circonférentielle, $\Delta\theta$	0°	120°
Angle d'inclinaison, $\delta$	90°	41.2°
Rapport de hauteur, $H/D$	0.91	0.91
Rapport de courbure, $C/R$	0.27	0.27

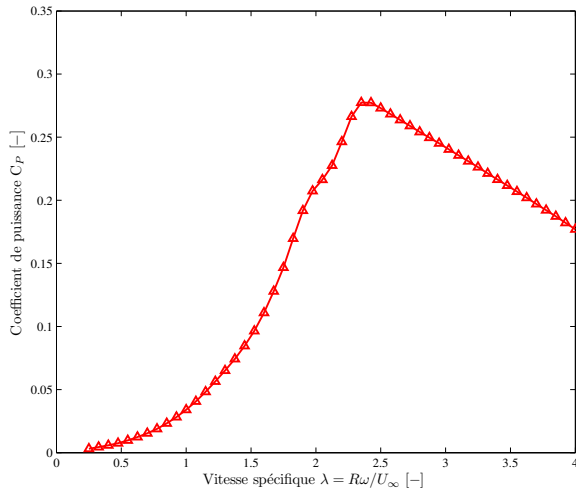
## 4.5.2 Évaluation des performances

Différentes études ont été menées sur l'évaluation des performances d'une hydrolienne (Shiono et al., 2002; Niblick, 2012). Cependant, la présente étude a pour objectif, entre autres, de fournir des données complètes et détaillées sur les coefficients de couple et de puissance de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales. Pendant les simulations, les calculs sont tous effectués avec une vitesse de l'écoulement  $U_\infty = 1.5 \text{ m/s}$  et la variation du paramètre d'avance est obtenue en faisant varier la vitesse de rotation de la turbine. Les résultats numériques en terme du coefficient de puissance et du coefficient de couple sont présentés dans la figure 4.8.

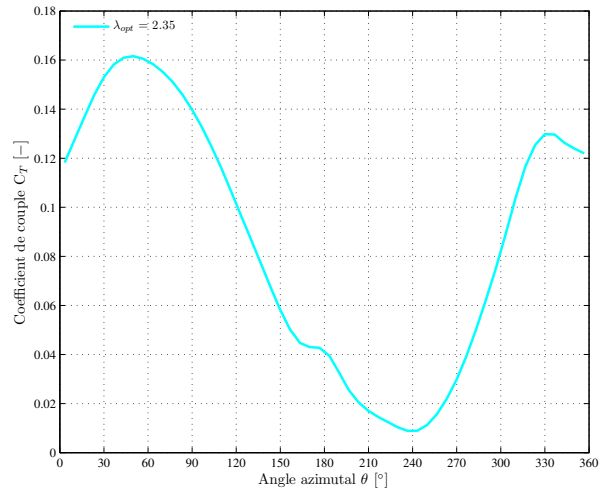
La Figure 4.8a montre la courbe de coefficient de puissance  $C_P$  pour les différents paramètres d'avance  $\lambda$  de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. Cette courbe de puissance obtenue par la méthode DMST est en très bon accord avec celle présentée par ailleurs dans la littérature (Shiono et al., 2002). En effet, le coefficient de puissance présente une valeur maximale (28% au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt} = 2.35$ )) et diminue pour les paramètres d'avance supérieurs et inférieurs. On remarque que les valeurs de  $C_P$  ne sont pas élevées puisque l'hydrolienne est supposée à fonctionner dans un écoulement libre. Néanmoins, ce point de fonctionnement serait utile lors de dimensionnement des équipements associés avec de l'hydrolienne.

La figure 4.8b montre l'évolution du coefficient de couple instantané d'une pale en fonction des positions azimutales, pour le fonctionnement optimal de l'hydrolienne. Dans la zone amont de l'hydrolienne ( $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ), on observe en particulier que le couple instantané

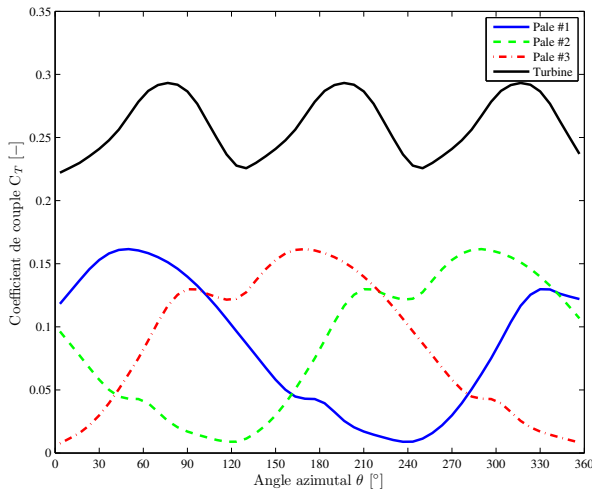
généralisé par une pale atteint une valeur 0.16% autour de  $\theta = 60^\circ$ . En analysant qualitativement l'évolution du couple instantané imposée sur une pale au cours de la rotation, deux régions de forte intensité sont observées. En effet, le couple généré par une seule pale est plus élevé dans la première zone amont de l'hydrolienne ( $\theta = 30-90^\circ$ ) par rapport à la seconde en aval ( $\theta = 320-350^\circ$ ). L'amplitude de la zone amont est environ deux fois supérieure à celle de la zone aval.



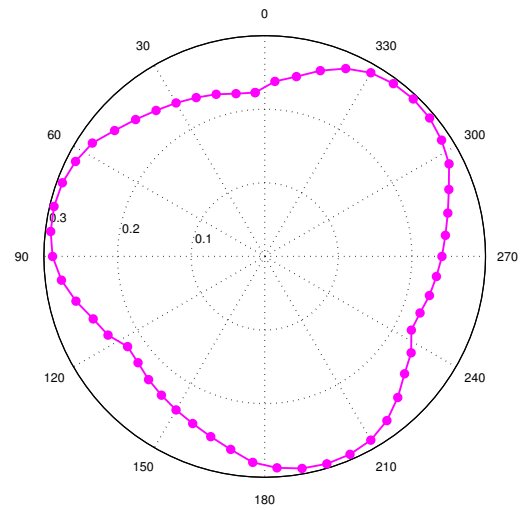
(a) Coefficient de puissance



(b) Coefficient de couple instantané



(c) Distribution des coefficients de couple sur un tour, à  $\lambda_{opt} = 2.35$



(d) Rosace du coefficient de couple total,  $\lambda_{opt} = 2.35$

FIGURE 4.8 – Performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

La figure 4.8c présente la distribution développée en cartésienne du coefficient de couple instantané au point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne pour chacune des pales et pour l'hydrolienne complète. Le décalage périodique de  $120^\circ$  de la contribution de chaque pale est bien retrouvé. Ainsi, à la position azimutale  $\theta = 240^\circ$ , le coefficient du couple instantané d'une pale avoisine la valeur de zéro. Il est intéressant de noter que, pour le cas

de fonctionnement optimal, il n’y a pas des zones pour lesquelles le coefficient de couple total de l’hydrolienne à pales hélicoïdales devienne nul.

Les fluctuations du coefficient de couple total de cette turbine entre les deux valeurs extrêmes sont légèrement faibles. D’ailleurs, la figure 4.8d montre l’évolution du coefficient de couple total instantané sous forme de rosace (polaire) pour toutes les positions azimutales des pales. Dans cette représentation, les trois lobes correspondent exactement au passage des trois pales dans la principale zone motrice. Ces trois lobes sont identiques puisque les pales sont déphasés de  $120^\circ$ . La variation cyclique du coefficient de couple de l’hydrolienne entre les valeurs minimale et maximale (0.30 et 0.22) est relativement faible. Par conséquent, l’hydrolienne à flux transverse munie de pales hélicoïdales permet d’échapper la zone de freinage, réduire la tenue en fatigue des accessoires mécaniques, et favoriser l’auto-démarrage. Cette constatation est également observée par Gorlov (1998a) lors de travaux expérimentales sur le développement d’une hydrolienne à pales hélicoïdales.

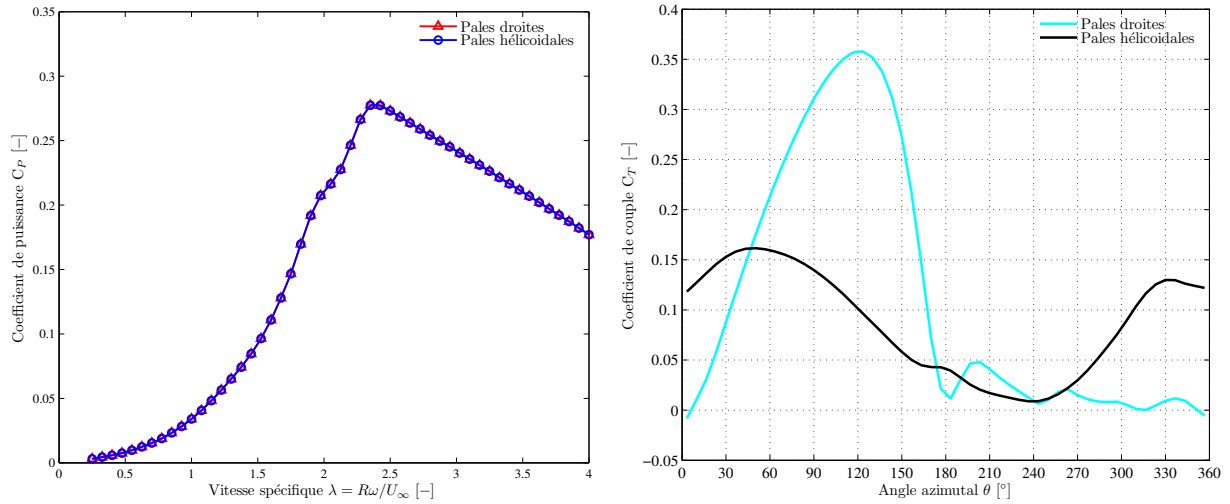
### 4.5.3 Comparaison des pales hélicoïdales et droites

Les hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales ont les mêmes données géométriques et données de fonctionnement nécessaires à la simulation. En revanche, la seule différence entre les deux hydroliennes se situe au niveau de la géométrie des pales. Sur une hydrolienne à pales droites, les profils constants aux extrémités de l’envergure de pales sont disposés verticalement. Pour une hydrolienne à pales hélicoïdales, les deux profils aux extrémités sont décalés d’un angle de couverture circonférentielle.

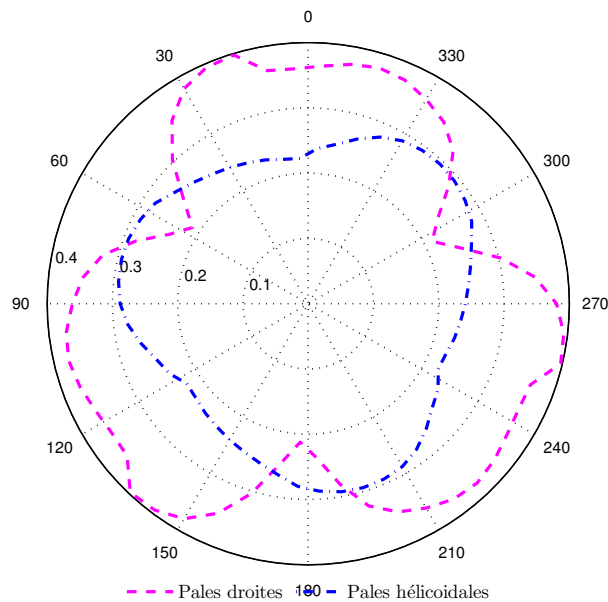
La figure 4.9a montre l’évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d’avance pour les pales droites et hélicoïdales. Pour chaque type de pales, les courbes de coefficient de puissance ont été bien épousées. Le point de fonctionnement optimal correspond toujours à  $\lambda = 2.35$  indépendamment de l’angle de couverture circonférentielle des pales. En effet, les deux hydroliennes à axe vertical implantées dans un écoulement libre ont la même performance  $C_{Pmax} = 0.28$ .

La distribution du coefficient de couple d’une pale pour le point de fonctionnement optimal de chaque géométrie de pale (figure 4.9b) montre que la pale droite travaille plus dans le demi-disque amont dont la zone motrice est comprise entre  $\theta = 0^\circ$  et  $\theta = 180^\circ$ . Par contre, la pale hélicoïdale extrait plus d’énergie dans la zone de demi-disque aval ( $0 \leq \theta \leq 180^\circ$ ). En tenant compte de l’apport des trois pales, les rosaces du coefficient de couple correspondant à l’hydrolienne à flux transverse mettent en évidence un coefficient de couple légèrement supérieur pour les pales droites. En revanche, l’uniformisation du couple fournit par les pales hélicoïdales pendant une rotation complète est observée par rapport à celui des pales droites (figure 4.9c).





(a) Distributions de  $C_P$  moyenne en fonction de  $\lambda$  (b) Coefficients des couples instantanés,  $\lambda = 2.35$



(c) Rosace des coefficients des couples de turbine à  $\lambda = 2.35$

FIGURE 4.9 – Performances d’hydroliennes avec de pales hélicoïdales et pales droites

#### 4.5.4 Effet de l’angle de l’inclinaison

De manière à compléter l’analyse paramétrique, le tableau 4.2 présente les données numériques issues des différentes configurations de l’hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales à utiliser pour l’analyse des performances. Le changement de l’angle d’inclinaison ( $\delta$ ) résulte donc d’un arrangement entre le nombre des pales ( $B$ ), la taille d’une turbine ( $H$ ) et le diamètre ( $d$ ), mais globalement, la modification l’a fait augmenter. Pourtant, chaque pale de l’hydrolienne couvre un angle de  $120^\circ$  entre ses deux extrémités. Dans ce tableau également, l’angle d’inclinaison des pales varie entre  $35^\circ$  et  $60^\circ$  en respectant le

plan horizontal, qui est relativement élevé. Les angles considérés sont aussi dans la fourchette des angles généralement pris en compte dans les études sur l'influence de l'angle d'inclinaison (Beaudet, 2014 et Castelli & Benini, 2011). D'ailleurs le choix des valeurs de l'angle d'inclinaison est justifié par des expériences effectuées par Shiono et al. (2002).

TABLE 4.2 – Principales dimensions d'hydrolienne pour  $\delta = 35^\circ, 43.7^\circ, 50^\circ, 60^\circ$

$\delta$ (degré)	$B$	$H$ (mm)	$d$ (mm)	$H/d$	$C$ (mm)	$\Delta\theta$ (degré)	$S$
35	3	733	1000	0.7	132	120	0.79
43.7	3	884	884	1.0	132	120	0.89
50	3	936	750	1.2	132	120	1.06
60	3	1088	600	1.8	120	1.32	

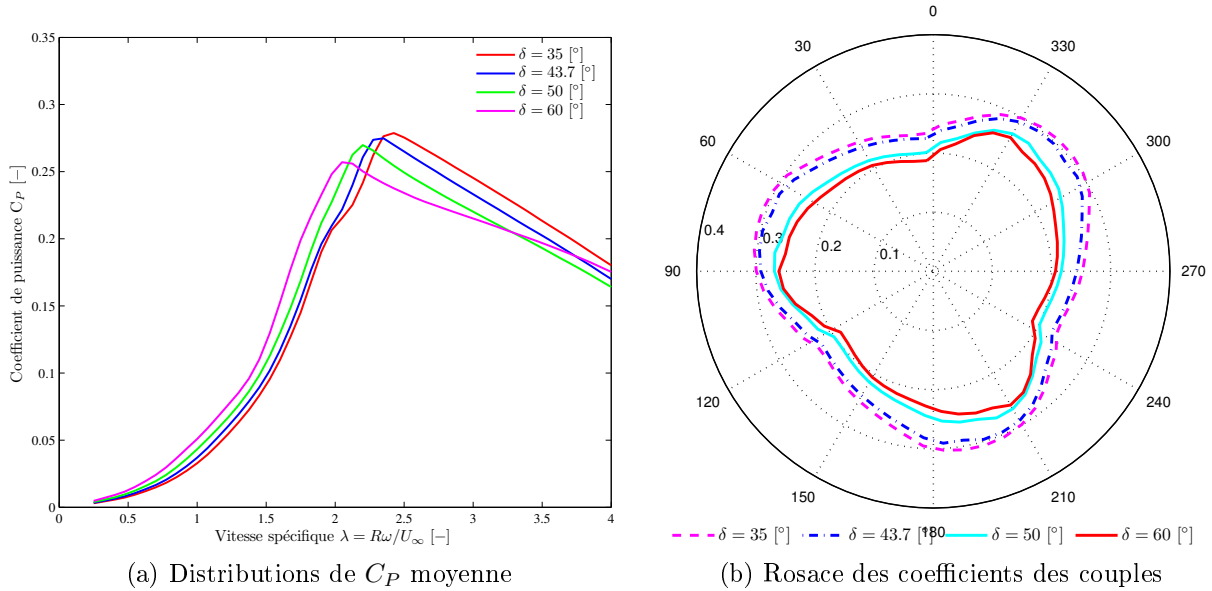


FIGURE 4.10 – Performances d'hydroliennes pour différents angles d'inclinaison

Une des premières conséquences attendues d'une variation de l'angle inclinaison est que le fonctionnement de l'hydrolienne va provoquer un blocage globalement important de l'écoulement. En effet, cet écoulement va déplacer le point de fonctionnement optimal vers des vitesses spécifiques faibles (figure 4.10a). Une solidité aussi élevée est plus souvent employée pour les hydroliennes car le fonctionnement optimal à de faibles vitesses réduites est nécessaire pour la compatibilité avec la faune marine ou fluviale (Beaudet, 2014). Toutefois, si les paramètres d'avances optimales sont très légèrement faibles, alors les angles d'attaque seront plus importants, ce qui entraînant ensuite à une dynamique instationnaire et tourbillonnaire plus compliquées de l'écoulement autour de la machine. De plus, le rendement de l'hydrolienne à flux transverse diminue significativement pour une augmentation de l'angle d'inclinaison de pales. Cependant, la performance maximale

est obtenue pour l'angle d'inclinaison de 35 degrés qui permet d'atteindre le rendement de 30 %.

Une des autres observations montre que l'avantage important de la réduction des variations de couple ainsi obtenue permet de réduire les vibrations et le bruit, et d'augmenter la durée de vie de la machine. La figure 4.10b montre l'évolution des coefficients de couple statique instantané de l'hydrolienne sous forme de rosaces pour différents angles d'inclinaison. Dans ces expérimentations numériques, l'augmentation de l'inclinaison des pales entraîne la diminution des coefficients de couples de l'hydrolienne. D'ailleurs, pour une turbine hydrolienne de très forte solidité et des angles d'inclinaisons plus élevés, Shiono et al. (2002) estiment que des inclinaisons de 43,7° à 60° détériorent la performance significativement par rapport à une hydrolienne à pale droite en réduisant de manière visible la vitesse spécifique optimale. De plus, les résultats des travaux de Castelli & Benini (2011) montre que le rendement d'une turbine diminue significativement pour une inclinaison en dessous de 71.8 degrés.

D'un point de vue numérique, les études confirment la tendance observée expérimentalement avec toutefois quelques contradictions entre certains travaux. Nishizawa & Ushiyama (2006) ont réalisé des expériences en soufflerie sur des rotors de 2 à 4 pales avec des angles d'inclinaison de 60°, 70°, 80° et 90° de l'éolienne à pales hélicoïdales. Ils observent que le rendement augmente avec l'angle d'inclinaison jusqu'à 70° qui représente un seuil maximum. En dessous de cet angle, la puissance chute. Ils notent aussi que le paramètre d'avance optimale ne varie pratiquement pas avec l'inclinaison des pales.

#### 4.5.5 Influence de l'angle de couverture circonférentielle

Une caractéristique importante liée au fonctionnement d'une hydrolienne est son caractère hélicoïdal. Dans cette condition, la variation de l'angle de couverture circonférentielle pourrait agir sur les performances de la machine en termes du coefficient de puissance et celui de couple. De plus, la variation de cet angle modifie également la répartition des efforts hydrodynamiques sur la hauteur des pales. La conséquence de cette dernière remarque est qu'il est possible de provoquer des fluctuations cycliques des efforts hydrodynamiques en particulier le couple sur le chargement des pales et les problèmes associés à la fatigue mécanique et à la vibration de la structure.

A cet effet, nous présentons dans cette section les résultats d'une étude numérique visant à déterminer l'influence de l'angle de couverture circonférentielle sur les performances d'une hydrolienne à pales hélicoïdales.

La figure 4.11a montre l'évolution du coefficient de puissance moyen de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance ( $0.25 \leq \lambda \leq 4$ ) pour cinq angles de couvertures circonférentielles ( $\Delta\theta = 0, 30, 60, 90$  et  $120^\circ$ ). D'après les résultats numériques montrés dans

cette figure, le point de fonctionnement optimal d'une hydrolienne à pales hélicoïdales varie très légèrement avec l'augmentation de l'angle de torsion jusqu'au seuil maximum de  $120^\circ$ . Cependant, il est important de mentionner que le paramètre d'avance optimal ne varie pratiquement pas avec le caractère hélicoïdal d'une pale considéré. En effet, le maximum du rendement de la turbine est obtenu à la vitesse de rotation réduite  $\lambda = 2.35$  pour tous les angles de torsion. Cette observation semble à peu près confirmée par les travaux des Alaimo et al. (2015).

D'une manière générale, une variation de l'angle de couverture circconférentielle de pale implique une réduction significative des oscillations des efforts hydrodynamiques pendant la rotation d'une turbine hydrolienne. La figure 4.11b présentant l'évolution du coefficient de couple en fonction de la position azimutale pour les cinq angles de couvertures circconférentielles considérées montre clairement la réduction des fluctuations du couple avec l'augmentation de l'angle de couverture circconférentielle. Les deux premiers angles de torsion ( $0$  et  $30^\circ$ ) de pales de la turbine peuvent causer des variations cycliques des couples plus élevées tandis que les autres angles de couverture circconférentielle entraînent une réduction significative du coefficient de couple. Ces faibles variations d'amplitude des efforts hydrodynamiques peuvent être due aux répartitions quasi-équitables des efforts sur l'envergure des pales. Cette figure montre également que le minimum de fluctuation du couple imposé par l'écoulement à l'hydrolienne avec trois pales hélicoïdales est obtenu à la vitesse spécifique optimale de  $2.35$  pour l'angle de couverture circconférentielle de  $120^\circ$ .

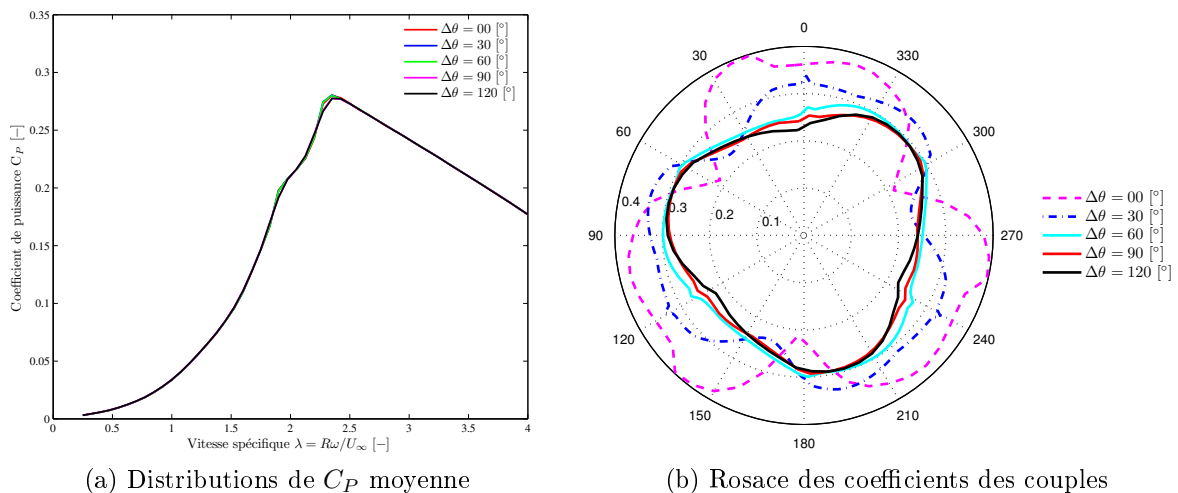


FIGURE 4.11 – Performances d'hydroliennes pour différents angles de couverture circconférentielle

La littérature n'est donc pas unanime concernant l'influence de l'angle de couverture circconférentielle sur les performances d'une hydrolienne à pales hélicoïdales, mais globalement, l'effet de l'angle de couverture circconférentielle est jugé faible comparé à d'autres paramètres.

Les résultats sur l'influence de l'angle de couverture circonférentielle sur les performances d'une hydrolienne à pales hélicoïdales montrent que le coefficient de puissance d'une turbine varie très légèrement par rapport à une turbine à pales verticales. En revanche, le coefficient de couple d'une turbine diminue avec l'augmentation de l'angle de couverture circonférentielle.

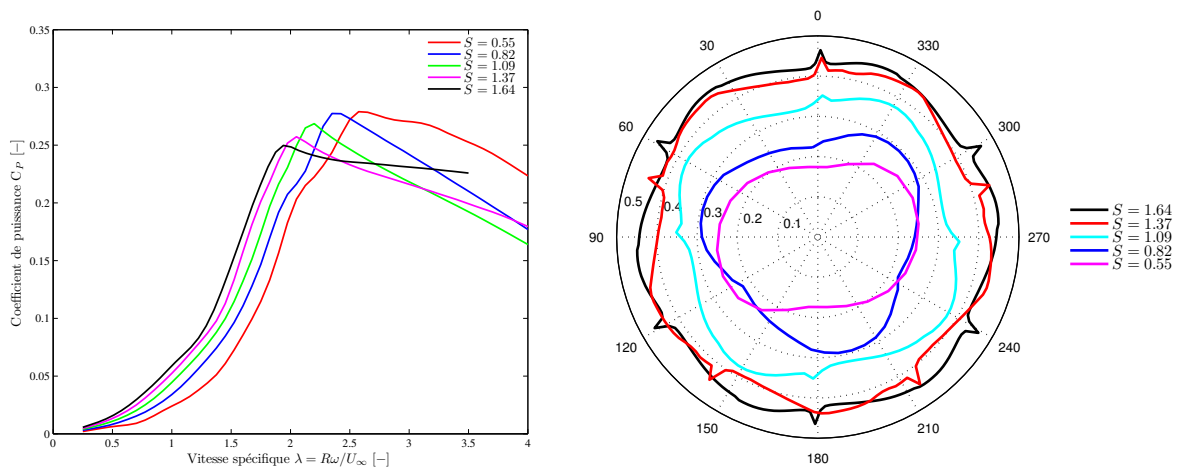
## 4.6 Influence de la solidité et du nombre de pales

Le paramètre d'avance n'est pas le seul paramètre principal caractérisant un point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. La variation de la solidité permet d'influencer sur le blocage de l'écoulement du fluide à traverser le rotor d'une hydrolienne. En effet, le blocage de l'écoulement résulte à la fois du blocage solide des pales, mais aussi du blocage du sillage. En d'autres termes, la présence même des pales d'une turbine dévie la veine de courant de l'écoulement, mais en plus, le fonctionnement de la machine provoque une réduction de vitesse du courant en aval qui contraint une partie du fluide à passer de part et d'autre du rotor pour qu'il y ait conservation du débit. Une solidité élevée se traduit par une expansion plus importante du tube de courant traversant le rotor et une vitesse du courant plus faible dans la zone du rotor et dans le sillage.

En réalité, le déficit de vitesse de l'écoulement au niveau de la zone du rotor amène les pales à fonctionner à des angles d'attaque plus faibles. Il est important de rappeler qu'une trop faible vitesse spécifique provoque des angles d'attaque de fortes amplitudes qui peuvent mener à de forts décollements de la couche limite, voire à du décrochage dynamique. Une solidité plus élevée permet donc de prévenir le décrochage et d'améliorer la performance (Consul et al., 2009). Une baisse supplémentaire de l'angle d'attaque à cause de la solidité ne résulte qu'en une baisse supplémentaire de la puissance. Donc, l'effet du blocage de l'écoulement pourrait traduire un décalage du point de fonctionnement idéal vers des vitesses spécifiques inférieures. Cependant, les paramètres d'avances optimales sont dépendant de la solidité de l'hydrolienne.

Dans cette analyse des performances, la longueur de corde ( $C$ ) et le rayon d'une turbine de l'hydrolienne ( $R$ ) sont considérés constants, et on fait varier le nombre de pales de 2 à 6 unités. En effet, la modification de la solidité n'est autre que la variation de nombre de pales. La figure 4.12a illustre les courbes du rendement de l'hydrolienne à pales hélicoïdales en fonction du paramètre d'avance pour les cinq valeurs de la solidité. Le paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt}$ ) pour lequel le coefficient de puissance maximum est atteint se déplace vers des valeurs réduites du paramètre d'avance pour l'augmentation de la solidité. Dans les cas où  $S = 0.55$  et  $0.82$  correspondant à une faible solidité, la valeur maximale du coefficient de puissance atteint respectivement de 28,05% à  $\lambda_{opt} = 2.57$  et 28,05% à  $\lambda_{opt} = 2.35$ . Mais au-delà de cette valeur ( $S = 0.82$ ), le coefficient de puissance

chute légèrement. En particulier, pour la solidité la plus élevée dans les expérimentations numériques ( $S = 1.64$ ), le rendement d'une machine réduit à 25,21% pour  $\lambda_{opt} = 1.94$ . Le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne ( $C_{Pmax}, \lambda_{opt}$ ) se déplace vers des valeurs élevées du paramètre d'avance pour la diminution de la solidité. À faibles solidités, la puissance récupérée et le paramètre d'avance optimal sont élevées, alors qu'une forte solidité, le rendement maximal a une tendance à se décaler vers des valeurs réduites du paramètre d'avance. Du fait que l'approche DMST a été utilisée pour la modélisation hydrodynamique de l'hydrolienne, l'augmentation de la solidité provoque la diminution du rendement. Ces observations sont en accord avec les résultats du travail de Strickland (1975).



(a) Distributions de  $C_P$  moyenne en fonction du paramètre d'avance (b) Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

FIGURE 4.12 – Performances d'hydroliennes pour différents solidités

La figure 4.12b présente les coefficients des couples de l'hydrolienne à pales hélicoïdales en fonction de la position azimutale pour cinq valeurs de solidité (1.64, 1.37, 1.09, 0.82, 0.55) et aux paramètres d'avance respectives (1.94, 1.97, 2.12, 2.35, 2.57). Globalement, le niveau de couple d'une turbine augmente avec l'accroissement de la solidité. Dans cette figure, pour les solidités  $S = 0.55$  et  $0.82$ , l'allure du coefficient de couple a une variation faible sur un tour. Les paramètres d'avance sont respectivement 2.57 et 2.35 qui facilitent l'auto-démarrage de l'hydrolienne. Pour les fortes solidités (1.09, 1.37, 1.64), la courbe du coefficient de couple présente visiblement des fortes fluctuations (pics) selon le nombre de pales à considérer.

Par rapport à la solidité de l'ordre de 0.55, l'accroissement des solidités de la turbine implique une diminution des paramètres d'avance optimaux. De plus, l'angle d'incidence maximal au cours de la rotation augmente avec la diminution du paramètre d'avance. En effet, les structures tourbillonnaires détachant de la surface des pales deviennent de plus en plus intenses et sont plus difficiles à modéliser avec l'approche DMST adoptée.

A la suite d'études expérimentales, l'impact de la solidité sur le rendement a été constaté en soufflerie et en canal hydraulique par Blackwell et al. (1976) et Shiono et al. (2002). Dans ces travaux, il existe une solidité optimale pour laquelle le rendement d'une turbine est le plus élevé. Le choix de cette solidité optimale dépend de nombreux paramètres. De plus, Blackwell et al. (1976) ont constaté que le pic de rendement est généralement plus étroit si la solidité est plus grande (par exemple les solidités de 0,13 à 0,3). Par conséquent, la turbine peut s'éloigner plus facilement de son rendement maximal s'il y a des fluctuations de la vitesse du courant.

Par ailleurs, le nombre de pales a aussi une influence sur les performances. Pour une solidité constante, les observations suivantes peuvent être soulignées :

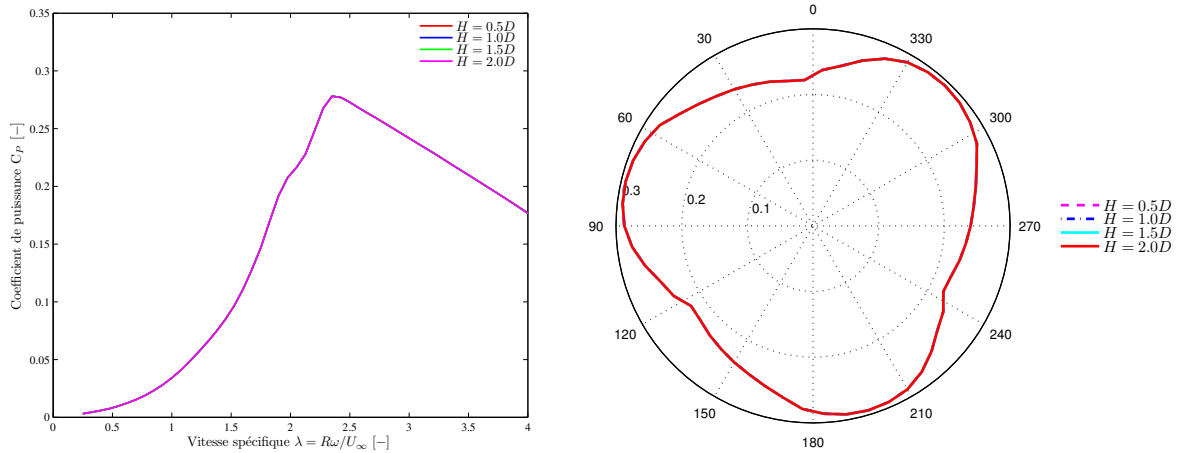
- Augmenter le nombre de pale revient à augmenter le nombre de sillages et accentuer les interactions des pales avec les sillages. Néanmoins, l'augmentation de nombre de pales permet de lisser le couple instantané généré par la turbine.
- Augmenter la solidité d'une pale ( $S_p$ ) entraîne l'augmentation du nombre de Reynolds caractéristique et de l'effet de courbure de ligne des courants. De plus, l'allongement des pales est réduit ce qui augmente les effets tridimensionnels induits par les tourbillons marginaux en bout de pale. Il faut à noter que l'effet de la solidité est aussi lié à l'effet de l'allongement des pales (Beaudet, 2014).

## 4.7 Effet de la hauteur de la turbine

Dans le but d'optimiser le rendement d'une hydrolienne à pales hélicoïdales et de réduire les efforts cycliques pouvant entraîner la fatigue des pales et le chargement de la structure, le choix de la hauteur d'une turbine pourrait une importance majeure. La puissance récupérable par une hydrolienne étant proportionnelle au cube de la vitesse du courant. Il est donc particulièrement avantageux d'installer une hydrolienne dans une zone où la vitesse du courant qui traverse la surface balayée par le rotor de la turbine est la plus forte. De plus, la section balayée par la turbine est également proportionnelle à la hauteur d'une turbine. Dans cette condition, les turbines placées plus près de la surface libre du courant récupèrent plus d'énergie, car le courant est plus fort près de la surface que près du fond, proche de la couche limite. Toutefois, près de la surface libre, beaucoup de phénomènes peuvent entrer en interaction avec l'hydrolienne et avoir des effets sur son comportement. Mais la zone d'implémentation d'une hydrolienne dépend de la profondeur du courant. En effet, il est important de déterminer une envergure optimale pour qu'un rendement maximal d'une hydrolienne soit atteint.

Pour étudier l'influence de ce paramètre sur les performances, quatre dimensions de la turbine :  $h = 0.5D, 1.0D, 1.5D$  et  $2.0D$ , avec  $D$  le diamètre du rotor d'hydrolienne ont été

considérées. Sur la hauteur d'eau (du fond jusqu'au surface libre), la vitesse du courant est supposée constante.



(a) Distribution des coefficients de puissance pour différentes hauteurs (b) Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

FIGURE 4.13 – Performances d'hydroliennes pour différentes hauteurs de l'hydrolienne

Les résultats obtenus sur le rendement de la machine pour les quatre cas présentés sur la figure 4.13a, montrent l'évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance. On observe que le rendement de la machine est quasiment le même dans les trois régions du paramètre d'avance considéré ( $\lambda = 0.25$  à 4). Dans ces conditions, le maximum du rendement est atteint à  $\lambda = 2.35$  pour les quatre cas. À ce point de fonctionnement optimal, le coefficient de puissance maximal est toujours égal à 28%. La figure 4.13b montre les coefficients du couple en fonction de la position azimutale de la turbine pour différentes hauteurs d'une hydrolienne, au paramètre d'avance optimal ( $\lambda = 2.35$ ) et un angle de couverture circonférentielle de  $120^\circ$ . Il est à noter que les efforts cycliques de la machine n'ont quasiment pas changé avec la variation de la hauteur d'une turbine.

Ces résultats ne montrent pas de variations significatives de la performance de l'hydrolienne entre les quatre configurations proposées. Cependant, la turbine de l'hydrolienne se comporte de la même façon dans tous les cas. Toutefois, plus la hauteur est élevée, la puissance récupérée sera importante. Ceci est dû au fait que la section balayée par la turbine est proportionnelle à la hauteur, avec le diamètre fixé. En revanche, l'hydrolienne devient très chargée, qui a provoquée aux difficultés d'auto-démarrage.

## 4.8 Conclusion

Ce chapitre donne la caractérisation de l'influence des paramètres géométriques sur le comportement d'une hydrolienne à pales hélicoïdales par rapport à une hydrolienne à pales



droites. D'une manière générale, l'hydrolienne à pales hélicoïdales permet de corriger les difficultés d'auto-démarrage et aux risques des vibrations, et de lisser le couple. Un autre avantage du caractère hélicoïdal des pales est la répartition des efforts hydrodynamique sur la hauteur des pales. En revanche, le caractère hélicoïdal des pales ne permet pas améliorer les performances de l'hydrolienne en termes de coefficients de puissance et de couple.

Les principaux paramètres du design de l'hydrolienne à flux transverse avec de pales hélicoïdales sont le profil, l'angle d'inclinaison de pales, l'angle de couverture circonferentielle, le nombre de pales, la solidité, et l'envergure de la turbine. Les influences de ces paramètres sur les performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales ont été étudiées.

Le rendement de l'hydrolienne à flux transverse tripale diminue significativement avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. A 35 degrés de l'angle d'inclinaison de pales, le rendement maximal avoisine de 30%. Le couple moyen généré au cours de la rotation d'une turbine diminue également avec l'augmentation de cet angle.

Le plage de fonctionnement optimal d'une hydrolienne à pales hélicoïdales varie très légèrement avec la variation de l'angle de couverture circonferentielle. Tandis que, l'augmentation de cet angle permet de réduire les fluctuations des efforts hydrodynamiques imposés par l'écoulement du courant.

L'impact de la solidité sur les performances de l'hydrolienne permet de souligner les observations suivantes. Par rapport à la solidité de 0.55, l'accroissement de la solidité implique une diminution de paramètre d'avance optimal, mais également la diminution du rendement. Globalement, la valeur de couple moyen augmente avec l'accroissement de la solidité. Toutefois, l'augmentation de ce paramètre provoque des fluctuations des couples. L'augmentation de nombre de pales permet de lisser le couple instantané généré par la turbine. Néanmoins, elle accentue les interactions des pales et sillages.

Quatre configurations de l'hydrolienne ont été comparées et ont permis de dégager les éléments suivants. L'augmentation de la hauteur de turbine ne permet pas d'apporter une amélioration très significative des performances. Les fluctuations d'efforts hydrodynamiques au paramètre d'avance optimal restent relativement faibles, mais également quasi constant.

Le chapitre suivant permet d'optimiser les paramètres géométriques et hydrodynamiques de l'hydrolienne à axe vertical afin d'améliorer les performances en utilisant la méthode d'optimisation par essais des particules.

# Chapitre 5

## Optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par PSO

### 5.1 Introduction

Les énergies renouvelables (non fossiles), que constituent les énergies biomasse, solaire, éolienne, géothermique et hydraulique doivent ainsi participer activement à la nouvelle source énergétique de demain. Parmi ces énergies, les Énergies Marines Renouvelables gagnent de plus en plus intérêt grâce aux diverses méthodes d'exploitation du potentiel tant des océans que des fleuves. Des ingénieurs et des chercheurs dans le domaine de l'hydrodynamique développent de multiples dispositifs de récupération le maximum d'énergie cinétique des courants fluviaux et marins. Plusieurs prototypes des hydroliennes qui ont été élaborés, sont en cours de validation *in situ*.

Par ailleurs, les paramètres géométriques et hydrodynamiques jouent un rôle important sur les performances des hydroliennes à axe vertical. La plupart des études effectuées sur l'optimisation de l'hydrolienne utilise une évolution d'un paramètre tout en gardant fixe les autres paramètres (Beudet (2014); Niblick (2012); Castelli et al. (2012); Castelli & Benini (2011)). Cependant, il est difficile de déterminer la combinaison de chaque paramètre de conception du dispositif afin d'optimiser les performances. Face au problème au niveau de l'hydrolienne, nous proposons d'utiliser une technique d'optimisation évolutionnaire, notamment une optimisation par essaim de particules .

L'objet du présent chapitre vise à utiliser un algorithme de l'optimisation par essaim de particules au dimensionnement des dimensions de l'hydrolienne à flux transverse. L'approche de cette optimisation a été essentiellement axée sur la maximisation du coefficient de puissance. Les variables de l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites sont alors le paramètre d'avance, l'angle de calage des pales, le nombre de pales, la longueur de corde, le rayon et la hauteur de la turbine. En revanche, une couverture circconférentielle des

pales doit être ajoutée aux paramètres précédents pour l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales.

Dans ce chapitre, la description de l'algorithme de PSO est d'abord présenté. Deux fonctions tests, communément appelées fonctions sphère et Rosenbrock, sont ensuite utilisées pour évaluer les performances de PSO. Nous présentons par la suite les applications de PSO au dimensionnement des hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales. Plus précisément, nous cherchons à optimiser les paramètres géométriques et hydrauliques afin d'améliorer les performances des hydroliennes. Enfin, les configurations optimales générées par l'algorithme de PSO peuvent ainsi servir à la méthode DMST, pour déterminer les performances des hydroliennes proposées.

## 5.2 Problème d'optimisation

### 5.2.1 Formulation du problème d'optimisation

Généralement, un problème d'optimisation est défini par un ensemble de variables, une ou des fonctions objectifs  $f_{obj}$  et un ensemble de contraintes d'égalité (ou d'inégalité) que les variables doivent satisfaire. L'ensemble des solutions possibles du problème forme l'espace de recherche de dimension  $D$ , où chaque dimension correspond à une variable. L'espace de recherche  $E$  est fini puisque le décideur précise exactement le domaine de définition de chaque variable entre autres pour des raisons de temps de calcul. Par rapport au problème posé, nous cherchons à minimiser ou maximiser la fonction objectif  $f_{obj}$ . Un problème d'optimisation peut être statique ou dynamique par rapport au changement de la fonction objectif en fonction du temps, mono-objectif ou multi-objectif et avec ou sans contraintes.

Un problème d'optimisation de dimension  $D$  d'une fonction objectif  $f_{obj}$  est donné de façon générale suivant l'équation (5.1).

$$\left\{ \begin{array}{ll} \min_{\vec{x} \in E} f_{obj}(\vec{x}) & \\ g_j(\vec{x}) \leq 0 & 1 \leq j \leq m \\ h_k(\vec{x}) = 0 & 1 \leq k \leq \ell \\ x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max} & 1 \leq i \leq D \end{array} \right. \quad (5.1)$$

où  $\vec{x}$  est un vecteur à  $D$  composantes représentant les variables objets du problème ;  $E$  est l'espace de recherche des paramètres borné par les contraintes de domaine  $f_{obj}$  est le critère à minimiser souvent appelé fonction objectif ;  $\vec{x}_{i\min}$  et  $\vec{x}_{i\max}$  désignent les

contraintes de domaine.  $g_i(\vec{x})$  et  $h_k(\vec{x})$  sont respectivement des contraintes d'inégalité et d'égalité.

### 5.2.2 Méthodes d'optimisation

Les méthodes déterministes regroupent l'ensemble des techniques de résolution de problème n'utilisant pas de concept stochastique. Pour un problème d'optimisation donné avec un point de départ donné, les méthodes déterministes convergent toujours vers le même optimum en parcourant de la même manière l'espace des solutions. Une des méthodes déterministes la plus utilisée est une méthode du gradient.

Les méthodes stochastiques sont basées sur une prospection aléatoire de l'espace des solutions à l'aide de règles de transition probabilistes. Ainsi, pour des optimisations distinctes avec les mêmes configurations de départ, le trajet vers l'optimum peut être différent. Le recuit simulé, les algorithmes génétiques, et les algorithmes des essais particuliers sont parmi les algorithmes stochastiques couramment utilisés pour la conception de systèmes de conversion d'énergie (Abdelli, 2007).

### 5.2.3 Méthodes exactes

Le terme méthodes exactes regroupe l'ensemble des méthodes d'optimisation permettant d'obtenir la solution optimale du problème, en un temps raisonnable. Par conséquent, plus l'espace de recherche est important, plus l'utilisation de ces méthodes va être coûteuse.

Il existe de nombreuses méthodes exactes permettant de résoudre certains types de problèmes d'optimisation. Ces méthodes nécessitent que la fonction objectif présente un certain nombre de caractéristiques telles que la convexité, la continuité ou la dérivabilité. En effet, dans cette famille d'algorithmes, nous pouvons citer, les méthodes *backtracking*, les méthodes de programmation linéaire, quadratique et/ou dynamique, la méthode de Newton et la méthode du simplexe, à titre exemple (ElDor, 2012). Dans leur principe, les différentes familles de méthodes exactes ne diffèrent pas énormément. Contrairement aux heuristiques, les méthodes exactes permettent d'obtenir théoriquement une solution optimale à un temps epsilon près, et non une solution approchée. Toutefois, de part leur nature, les méthodes exactes ne peuvent donc s'appliquer qu'aux problèmes d'optimisations spécifiques (Gardeux, 2011).

### 5.2.4 Optimisation difficile

Les méthodes de résolution exacte ne sont pas adaptées à toutes les problématiques trop complexes. Parmi ces problématiques, nous pouvons citer l'existence de discontinuités,

l'absence de convexité stricte, la non-dérivabilité, la présence de bruit ou encore la fonction objectif ne peut pas être définie précisément. En outre, les méthodes de résolution exacte peuvent avoir un temps de résolution trop long. Dans ce cas, le problème d'optimisation est dit difficile, car aucune méthode déterministe n'est capable de le résoudre en un temps raisonnable. Il est alors nécessaire d'avoir recours à des heuristiques de résolution dites méthodes approchées, qui fournissent un résultat sans garantie de l'optimalité. L'optimisation difficile peut être regroupée par les problèmes à variables discrètes et les problèmes à variables continues.

## 5.2.5 Algorithmes d'optimisation approchée

### 5.2.5.1 Heuristiques

L'utilisation de méthodes exactes n'est pas toujours possible pour résoudre un problème donné à cause d'un certain nombre de contraintes. Les contraintes sont le temps de calcul souvent important ou bien la difficulté du problème, voire l'impossibilité dans certains cas. Pour faire face à ces contraintes, nous utilisons des méthodes approchées, appelées heuristiques. Néanmoins, il convient de souligner qu'une méthode heuristique peut être déterministe ou stochastique. Le mot heuristique vient du Grec *eurisko* qui signifie « je trouve » d'où le célèbre Eureka d'Archimède. Pour un problème d'optimisation difficile, une heuristique est un algorithme qui fournit rapidement une solution approchée et réalisable. Cette solution n'est pas nécessairement optimale. Cette méthode approximative est le contraire d'un algorithme exact qui donne toujours une solution optimale.

### 5.2.5.2 Métaheuristiques

Des heuristiques plus poussées, adaptables à un grand nombre de problèmes différents, sans changements majeurs dans l'algorithme, ont donné naissance à une nouvelle famille d'algorithmes d'optimisation stochastiques, appelées les méta-heuristiques. Le terme méta-heuristique a été inventé par Glover (1986), lors de la conception de la recherche tabou. La plupart des métaheuristiques utilisent des processus aléatoires. Les métaheuristiques peuvent être considérées comme des algorithmes stochastiques itératifs, où elles manipulent une ou plusieurs solutions à la recherche de l'optimum.

Les métaheuristiques sont souvent inspirées des processus naturels qui relèvent de la physique (l'algorithme du recuit simulé), de la biologie de l'évolution (les algorithmes génétiques) ou encore de l'éthologie (les algorithmes de colonies de fourmis ou l'optimisation par essais particuliers).

Dans un problème d'optimisation, nous recherchons à localiser une meilleure solution possible à ce problème, définie l'optimum global. Cependant, il peut exister des solutions

intermédiaires, qui sont également des optimums, mais uniquement pour un sous-espace restreint de l'espace de recherche, appelées communément les optimums locaux. Cette notion de l'optimum est illustrée sur la figure 5.1.

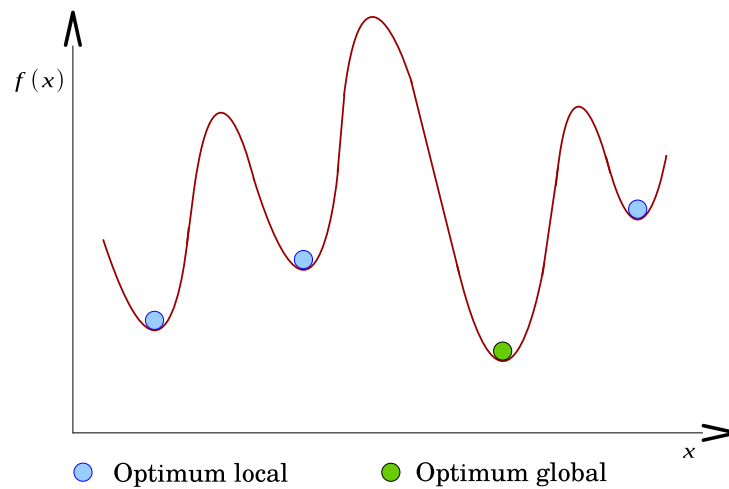


FIGURE 5.1 – Optimum global et optimums locaux

## 5.3 Optimisation par essaim de particules

### 5.3.1 Principe général

L'optimisation par essaim de particules (*Particle Swarm Optimization - PSO*) est un algorithme évolutionnaire qui utilise une population de solutions candidates pour développer une solution optimale au problème. Cet algorithme a été proposé par Kennedy & Eberhart (1995). Il s'inspire à l'origine du monde du vivant, plus précisément, du comportement social des animaux évoluant en essaim, tels que les bancs de poissons et les vols groupés d'oiseaux. En effet, nous pouvons observer chez ces animaux des dynamiques de déplacement relativement complexes, alors que chaque individu a une « intelligence » limitée, et ne dispose que d'une connaissance locale de sa situation dans l'essaim. L'information locale et la mémoire de chaque individu sont utilisées pour décider de son déplacement. Des règles simples, telles que « rester proche des autres individus », « aller dans une même direction » ou « aller à la même vitesse », suffisent pour maintenir la cohésion de l'essaim, et permettent la mise en œuvre de comportements collectifs complexes.

Un essaim de particules correspond à une population d'agents simples, appelés particules. Chaque particule est considérée comme une solution du problème, où elle possède une position et une vitesse. De plus, chaque particule possède une mémoire lui permettant de se souvenir de sa meilleure performance et de la meilleure performance atteinte par les particules voisines (informatrices). Chaque particule dispose en effet d'un groupe d'informatrices, historiquement appelé son voisinage.

Un essaim de particules, qui sont des solutions potentielles au problème d'optimisation, survole dans l'espace de recherche, à la recherche de l'optimum global. Le déplacement d'une particule est influencé par les trois composantes suivantes (Cooren et al., 2008) :

1. **Une composante d'inertie** : la particule tend à suivre sa direction courante de déplacement ;
2. **Une composante cognitive** : la particule tend à se diriger vers le meilleur site par lequel elle est déjà passée ;
3. **Une composante sociale** : la particule tend à se fier à l'expérience de ses congénères et, ainsi, à se diriger vers le meilleur site déjà atteint par ses voisins.

Dans le cas d'un problème d'optimisation, la qualité d'un site de l'espace de recherche est déterminée par la valeur de la fonction objectif en ce point. En effet, la stratégie de déplacement d'une particule est illustrée dans la figure 5.2.

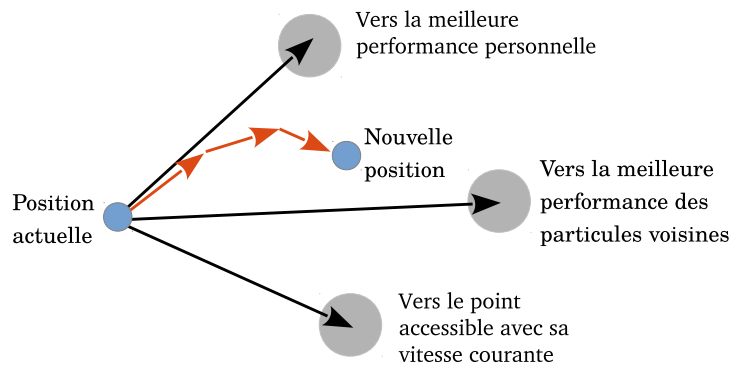


FIGURE 5.2 – Déplacement d'une particule

### 5.3.2 Formalisation mathématiques de PSO

Dans un espace de recherche de dimension  $D$ , une particule  $i$  de l'essaim est modélisée par son vecteur position  $\vec{x}_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})$  et par son vecteur vitesse  $\vec{v}_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD})$ . La qualité de sa position est déterminée par la valeur de la fonction *objectif* en ce point (*fitness en anglais*).

La faculté de l'optimisation par l'essaim de particules est que la particule ( $i$ ) garde en mémoire la meilleure position par laquelle elle est déjà passée pendant son parcours. Ainsi, on note cette position par  $\vec{P}best_i = (pbest_{i1}, pbest_{i2}, \dots, pbest_{iD})$ . La meilleure position atteinte par les particules de l'essaim est notée  $\vec{G}best = (gbest_1, gbest_2, \dots, gbest_D)$ . Nous nous référons à la version globale de PSO, où toutes les particules de l'essaim sont considérées comme voisines de la particule  $i$  (topologie de voisinage en étoile), d'où la notation  $Gbest$  (*global best*) (Engelbrecht & Bergh, 2002). Il est à remarquer que le terme de « vitesse » est abusif, car les vecteurs  $\vec{v}_i$  ne sont pas homogènes à une vitesse dans le domaine de la physique. Il serait plus approprié de parler de « direction de déplacement ».

Cependant, pour respecter l'analogie avec le monde animal, la littérature a préféré utiliser le terme de « vitesse » (ElDor, 2012).

Au départ de l'algorithme, les particules de l'essaim sont initialisées de manière aléatoire/régulière dans l'espace de recherche du problème. Ensuite, à chaque itération ( $t$ ), chaque particule se déplace, en combinant linéairement les trois composantes citées dans la sous section 5.3.1. En effet, à l'itération ( $t+1$ ), le vecteur vitesse et le vecteur position sont calculés à partir de l'équation (5.2) et de l'équation (5.3), respectivement (Kennedy & Eberhart 1995, Eberhart & Shi 2000).

$$v_{ij}^{t+1} = \omega v_{ij}^t + c_1 r_1 [pbest_{ij}^t - x_{ij}^t] + c_2 r_2 [gbest_j^t - x_{ij}^t], \quad j \in \{1, 2, \dots, D\} \quad (5.2)$$

$$x_{ij}^{t+1} = x_{ij}^t + v_{ij}^{t+1}, \quad j \in \{1, 2, \dots, D\} \quad (5.3)$$

où  $\omega$  est le coefficient d'inertie constant;  $c_1$  et  $c_2$  sont deux coefficients d'accélération constants, avec  $c_1 + c_2 \leq 4$ ;  $r_1$  et  $r_2$  sont deux nombres aléatoires tirés uniformément dans  $[0, 1]$ .

La composante d'inertie, la composante cognitive et la composante sociale sont représentées dans l'équation (5.2) par les termes suivants :

1.  $\omega v_{ij}^t$  correspond à la composante d'inertie du déplacement, où le paramètre  $\omega$  contrôle l'influence de la direction de déplacement sur le déplacement futur ;
2.  $c_1 r_1 [pbest_{ij}^t - x_{ij}^t]$  correspond à la composante cognitive du déplacement, où le paramètre  $c_1$  contrôle le comportement cognitif de la particule ;
3.  $c_2 r_2 [gbest_j^t - x_{ij}^t]$  correspond à la composante sociale du déplacement de particule, où le paramètre  $c_2$  contrôle l'aptitude sociale de la particule.

Afin d'estimer la qualité de la particule ( $i$ ), il est important d'évaluer sa fonction objectif. La valeur de la fonction objectif de la particule  $x_{iD}$  est notée par  $f(x_{iD})$ . Cette dernière est calculée en utilisant une fonction spécifique au problème traité.

Une fois le déplacement des particules effectué, les nouvelles positions sont évaluées et les deux vecteurs  $\vec{P}best_i$  et  $\vec{G}best$  sont mises à jour, à l'itération ( $t+1$ ), suivant les deux équations (5.4) (dans le cas d'une minimisation) et (5.5) (dans une version globale de PSO), respectivement.

$$\vec{P}best_i(t+1) = \begin{cases} \vec{P}best_i(t), & \text{si } f(\vec{x}_i(t+1)) \geq \vec{P}best_i(t) \\ \vec{x}_i(t+1), & \text{sinon} \end{cases} \quad (5.4)$$

$$\vec{G}best(t+1) = arg \left( \min_{\vec{P}best_i} f(\vec{P}best_i(t+1)) \right), \quad 1 \leq i \leq nb_{particule} \quad (5.5)$$



## 5.4 Algorithme d'optimisation par essaim de particules

L'algorithme PSO commence par l'initialisation de la taille de l'essaim ainsi que les différents paramètres de réglage, affecter aléatoirement à chaque particule une position et une vitesse initiale et l'initialisation des  $pbest_{iD} = x_{iD}$ . Ensuite, les *fitness* des particules sont calculés afin de pouvoir déterminer la meilleure position trouvée par l'essaim  $gbest_D$ . À chaque itération du processus de la recherche, les particules se déplacent en fonction des équations (5.2) et (5.3). Leurs *fitness* sont calculées, ainsi que les  $pbest_{iD}$  et la  $gbest_D$  sont mises à jour. Le processus est répété jusqu'à la satisfaction du critère d'arrêt. Le pseudo code de l'algorithme de PSO est illustrée dans l'algorithme 5.1, où  $nb_{particule}$  est le nombre de particules de l'essaim.

---

**Algorithme 5.1** Algorithme d'optimisation par essaim particulaire

---

- 1 **Initialiser** aléatoirement les  $nb_{particule}$  particules (Vitesses et Positions)
  - 2 **Évaluer** les positions des particules
  - 3 **Pour** chaque particule  $i$ ,  $\vec{P}best_i = \vec{x}_i$
  - 4 **Calculer**  $\vec{G}best$  selon l'équation (5.5)
  - 5 **Tant que** le critère d'arrêt n'est pas satisfait **faire**
  - 6     **Déplacer** les particules selon les équations (5.2) et (5.3)
  - 7     **Évaluer** les positions des particules
  - 8     **Mettre** à jour  $\vec{P}best_i$  et  $\vec{G}best$  selon les équations (5.4) et (5.5)
  - 9 **Fin Tant que**
- 

Le critère d'arrêt dans cette algorithme peut être différent suivant le problème posé et les exigences de l'utilisateur. Si l'optimum global est connu préalablement, nous pouvons définir une "erreur acceptable" comme critère d'arrêt. Sinon, on peut fixer un nombre maximum d'itérations ou un nombre maximum d'évaluations de la fonction objectif.

Dans l'optimisation par essaim de particules, chaque particule est influencée à la fois par ses propres informations acquises par les expériences passées et par celles de l'essaim. Malgré les différences remarquables entre le principe directeur de l'algorithme PSO et celui des algorithmes évolutionnaires en général, l'optimisation par essaim de particules fait tout de même partie de cette famille des algorithmes (Gherboudj, 2013).

## 5.5 Paramètres de l'algorithme de PSO

Plusieurs paramètres de l'algorithme de PSO pourraient influencer sur sa performance. Pour un problème d'optimisation donné, le choix et les valeurs de quelques paramètres ont un impact positif dans la convergence de PSO, et les autres paramètres ont un peu d'effet (Carlisle & Dozier, 2001). Les principaux paramètres de PSO sont le nombre de particules,

le nombre d'itérations, les composantes des vitesses, et les coefficients d'accélération. De plus, le PSO est aussi influencé par le coefficient d'inertie, le confinement de particules, et le coefficient de constriction.

### 5.5.1 Nombre de particules

La quantité de particules allouées à la résolution du problème dépend essentiellement de deux paramètres : la taille de l'espace de recherche et le rapport entre les capacités de calcul de la machine et le temps maximum de recherche. Il n'y a pas de règle pour déterminer ce paramètre. Il suffit de faire de nombreux essais permettant à l'appréhension de ce paramètre. Selon les études empiriques, la plupart des applications de PSO utilise le nombre de particules variant de 20 à 60 (Talukder, 2011).

### 5.5.2 Nombre d'itérations

Le choix de nombre d'itérations optimal d'une application donnée pour obtenir un bon résultat est parmi l'un des problèmes de l'optimisation. Si le nombre est trop petit, alors ce qui entraîne la convergence de PSO prématurée (Engelbrecht, 2007). Par contre, le nombre d'itération est trop grand, la convergence de l'algorithme de PSO est difficile à obtenir et nécessite beaucoup de temps de calcul.

### 5.5.3 Coefficient d'inertie

Le coefficient d'inertie  $\omega$ , introduit par Shi & Eberhart (1999), contrôle l'influence de la direction de la particule sur le déplacement futur. Le but de l'introduction de ce paramètre est de réaliser un équilibre entre la recherche locale (exploitation) et la recherche globale (exploration). L'intensité de l'exploration de l'espace de recherche dépend de la valeur du poids d'inertie. Une grande valeur de  $\omega$  ( $>1$ ), favorise une exploration globale, alors qu'une faible valeur de  $\omega$  ( $<1$ ) facilite l'exploration locale. Du fait de son influence sur les performances de l'algorithme PSO, le poids d'inertie a suscité un grand intérêt de la part de la communauté des chercheurs. Shi & Eberhart (1999) ont proposé une technique pour déterminer un coefficient d'inertie dynamique variable au cours du temps. Les valeurs minimale et maximale du coefficient sont respectivement à 0.4 ( $\omega_{min}$ ) et 0.9 ( $\omega_{max}$ ). Cette stratégie a beaucoup amélioré les performances de PSO pour plusieurs problèmes d'optimisation. Le coefficient d'inertie de  $\omega$  varie linéairement avec le temps selon l'équation suivante :

$$\omega = \omega_{max} - (\omega_{max} - \omega_{min}) \left( \frac{iter}{max_{iter}} \right) \quad (5.6)$$

où  $iter$  est l'itération courante et  $max_{iter}$  est le nombre maximal d'itérations. Les termes  $\omega_{max}$  et  $\omega_{min}$  désignent respectivement les valeurs maximum et minimum du coefficient  $\omega$  (généralement,  $\omega_{min}, \omega_{max} \in [0; 1]$ ).

Dans (Chatterjee & Siarry, 2006), les auteurs ont utilisé une autre stratégie non-linéaire pour définir un coefficient d'inertie dynamique. Dans les travaux effectués par Eberhart & Shi (2001), ils ont proposé une autre variante, dans laquelle le coefficient d'inertie est choisi au hasard, selon une distribution uniforme, dans l'intervalle  $[0.5, 1]$ . Cet intervalle a été inspirée du facteur de constriction proposé par Clerc & Kennedy (2002) (la valeur attendue du coefficient d'inertie, dans ce cas, est égale à  $0.75 \approx 0.729$ ).

### 5.5.4 Confinement des particules

Il est possible que le déplacement d'une particule soit trop rapide et la conduise à sortir de l'espace de recherche. Cependant, Eberhart et al. (1996) introduit un nouveau paramètre  $V_{max}$ , qui permet de limiter la vitesse sur chaque dimension et ainsi de contrôler l'explosion du système. Notons que cela ne restreint pas les valeurs de  $x_i$  à l'intervalle  $[V_{min}, V_{max}]$ , mais limite seulement la distance maximale qu'une particule va parcourir au cours d'une itération. Cette méthode permet de contrôler la divergence de l'algorithme et de réaliser ainsi un compromis efficace entre intensification et diversification.

### 5.5.5 Coefficient de constriction

L'utilisation d'un coefficient de constriction  $\chi$  permet de mieux contrôler la divergence de l'essaim et de sans avoir besoin de confiner la vitesse des particules (Clerc & Kennedy, 2002). La combinaison des paramètres  $\omega$ ,  $c_1$  et  $c_2$  permet de régler l'équilibre entre les phases de diversification et d'intensification du processus de recherche. (Kennedy et al., 2001), Clerc & Kennedy (2002) ont démontré qu'une bonne convergence peut être obtenue en rendant dépendants ces paramètres. Cette variante de PSO, qui a été communément utilisée dans la littérature en optimisation par essaim de particules, est connue sous le nom de *canonical PSO*. En utilisant le coefficient de constriction, l'équation (5.2) devient :

$$v_{i,j}(t+1) = \chi(v_{i,j}(t) + \phi_1 r_1 (pbest_{i,j}(t) - x_{i,j}(t)) + \phi_2 r_2 (gbest_j(t) - x_{i,j}(t))) \quad (5.7)$$

avec :

$$\chi = \frac{2}{\phi - 2 + \sqrt{\phi^2 - 4\phi}}, \quad \phi = \phi_1 + \phi_2 > 4 \quad (5.8)$$

Les valeurs optimales de  $\phi_1$  et  $\phi_2$  ont été déterminées par Clerc & Kennedy (2002), en effectuant de nombreux tests. Dans la pratique, on utilise  $\phi = 4.1$  et  $\phi_1 = \phi_2 = 2.05$ , ce qui donne un coefficient de constriction  $\chi = 0,7298844$ .

### 5.5.6 Topologie du voisinage

A l'origine, dans la version de PSO résumée par l'Algorithme 5.1, les auteurs ont défini une topologie connectée dont chaque particule est reliée à toutes les autres. Cette version de PSO est appelée *version globale (Gbest)*, car la particule est informée par la totalité des autres. Cette version a l'inconvénient majeur sur une convergence prématurée. De nombreuses variantes de la version originale, dites *versions locales (Lbest)*, ont été proposées dans la littérature de PSO, afin d'améliorer sa convergence.

Le voisinage constitue la structure du réseau social. Les particules à l'intérieur d'un voisinage communiquent entre-elles. En général, pour les essaims d'abeilles ou bancs de poissons, le voisinage suit trois types de topologies :

- Topologie en étoile (figure 5.3a) : le réseau social est complet, donc une communication complète et une attirance vers la meilleure particule. Cette topologie est utilisée par l'algorithme de PSO *version globale (Gbest)*.
- Topologie en anneau (figure 5.3b) : chaque particule communique avec  $n$  voisines immédiates. Chaque particule tend à se déplacer vers la meilleure dans son voisinage local. Elle est utilisée par l'algorithme de PSO *version locale (Lbest)*.
- Topologie en rayon (figure 5.3c) : une particule centrale est connectée à toutes les autres. Seule cette particule centrale ajuste sa position vers la meilleure.

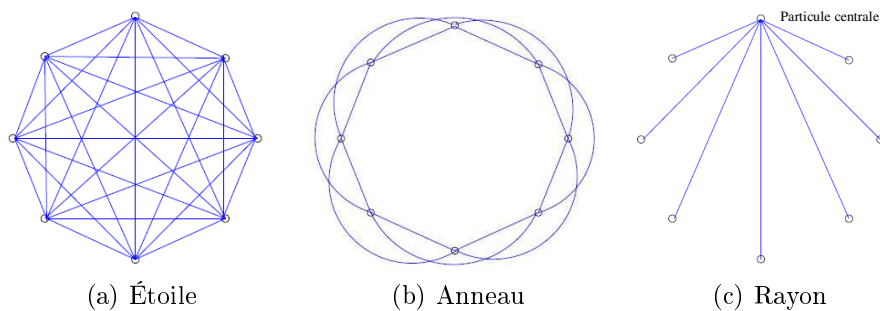


FIGURE 5.3 – Types de topologie pour un essaim de particules (Craciun, 2010)

## 5.6 Validation de l'algorithme de PSO

Il est très souhaitable de mesurer les performances de l'algorithme de PSO en termes de temps de calcul et de précision des résultats à l'aide des fonctions test dont leurs solutions optimales sont connues. Dans cette section, nous avons choisi deux fonctions

test unimodales à deux dimensions. Ces deux fonctions test sont habituellement utilisées dans la littérature pour évaluer la performance de l'algorithme d'optimisation (Eldor (2012); Suganthan et al. (2005); Tu & Yong (2004)). La première fonction test est la fonction sphère (ou parabolôïde) (5.9) et la deuxième est la fonction Rosenbrock (5.10).

$$f_1(x) = \sum_{i=1}^D x_i^2, \quad \text{avec } -5 \leq x_i \leq 5 \quad (5.9)$$

$$f_2(x) = \sum_{i=1}^{D-1} \left[ 100 (x_{i+1} - x_i^2)^2 + (1 - x_i)^2 \right], \quad \text{avec } -2 \leq x_i \leq 2 \quad (5.10)$$

L'objectif de cette optimisation consiste à déterminer une solution optimale ( $x_{optimale}$ ) dont la fonction test  $f(x_{optimale})$  est minimale dans l'espace de recherche de dimension  $D = 2$ , après avoir atteint un critère d'arrêt. Dans cet espace de recherche, la première fonction test unimodale a exactement une seule solution optimale pour le minimum global au point d'origine  $(x_1, x_2) = (0, 0)$ . Tandis que la fonction de Rosenbrock est unimodale mais le minimum se trouve dans une région très étroite à l'intersection de vallées très peu pentues. Le minimum de la deuxième fonction est localisé en  $(x_1, x_2) = (1, 1)$  et vaut  $f_2(x) = 0$ . Les deux figures 5.4a et 5.4b illustrent respectivement la courbe de la fonction test sphère et la fonction test Rosenbrock en deux dimensions.

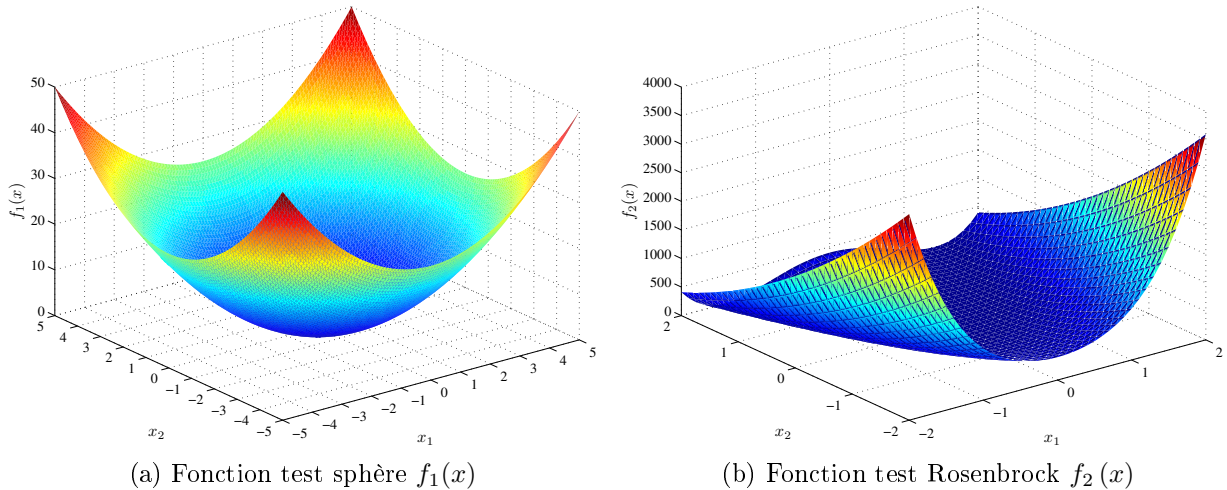


FIGURE 5.4 – Représentation des deux fonctions tests à deux dimensions

Dans le problème de la recherche de l'optimum de la fonction test, il est habituel de fixer à  $MaxIter = 50$  le nombre maximum d'itérations. Ainsi, le nombre de particules a été fixé à dix (10). Un critère d'arrêt unique est utilisé pour les deux cas : l'algorithme de PSO s'arrête si le nombre maximum d'itérations dépasse  $MaxIter$ .

Il est à noter que la convergence vers l'optimum global est une fonction de nombre de particules et de nombre d'évaluations. Ainsi, le choix de paramètres d'optimisation reste l'une des problèmes de PSO. Alors c'est très difficile de trouver des bon paramètres adaptés à la structure du problème. Cependant, dans ce problème, nous avons pris les coefficients d'accélération ( $c_1; c_2$ ) sont égales à deux (2). Le paramètre qui influe sur la vitesse est le coefficient d'inertie dont sa valeur a été prise à 0.8 après plusieurs essais expérimentales (ElDor, 2012).

Pour comprendre la procédure de l'algorithme de PSO en localisant l'optimum global de la fonction objectif, il est important de présenter les figures 5.5 et 5.6. Ces deux figures montrent respectivement la convergence de l'optimum global  $\vec{G}_{best}$  et l'optimum local  $\vec{P}_{best_i}$  en fonction de nombre d'évaluations de la fonction objectif. Le tableau 5.1 présente les valeurs des paramètres des fonctions tests utilisées et les résultats de l'optimisation de PSO à la fin de l'exécution du programme.

TABLE 5.1 – Paramètres des fonctions utilisées et résultats de l'optimisation

$f$	Fonction	Espace de recherche	$x_{optimale} = (x_1; x_2)$	$Fitness$
$f_1$	Sphère	$[-5 \ 5]^2$	$x_1 = -2.34959 \times 10^{-5}$	$1.12762 \times 10^{-8}$
			$x_2 = -1.03558 \times 10^{-4}$	
$f_2$	Rosenbrock	$[-2 \ 2]^2$	$x_1 = 0.996756$	$7.73905 \times 10^{-5}$
			$x_2 = 0.992705$	

Par conséquent, l'algorithme de PSO appliqué à la fonction sphère a la capacité de converger vers la solution optimale pratiquement dès les 15<sup>ième</sup> premières itérations. Ce qui traduit l'efficacité de la méthode de PSO à la recherche de la minimisation de la fonction sphère (Figure 5.5a). D'après ces résultats, l'optimum global est situé soit à l'origine (0;0) soit au centre de l'espace de recherche.

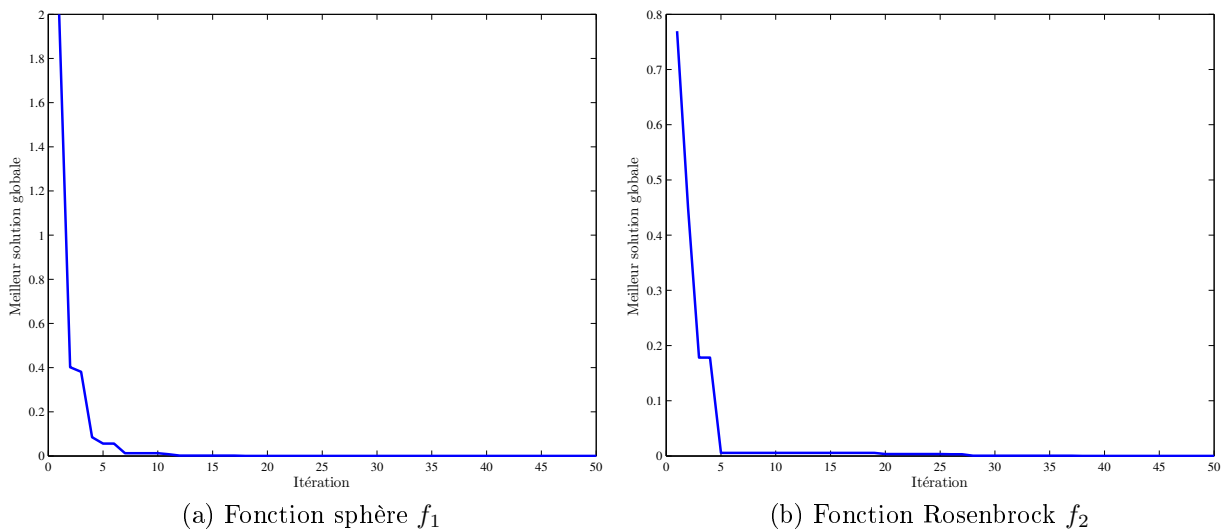


FIGURE 5.5 – Courbe de convergence de l'algorithme de PSO pour les deux fonctions tests

Bien que le problème d'optimisation de la fonction Rosenbrock soit plus compliqué que celui de la fonction précédente, l'algorithme de PSO obtient toujours de bonnes performances. Le résultat présenté dans la figure 5.5b montre que le PSO a la capacité de converger plus rapidement vers l'optimum global.

La figure 5.6 montre les graphes de convergence des particules au cours de processus de l'optimisation de PSO, pour les fonctions sphère et Rosenbrock. Ces graphes représentent la meilleur solution individuelle de particules en fonction de nombre de générations atteint. Dans cette figure, nous avons constaté que plus le nombre d'itérations est élevé, plus les particules se rapprochent de l'optimum global. Dès qu'une particule atteint l'optimum global et les autres ne tardent pas à la suivre pour enfin la rejoindre dans l'optimum global.

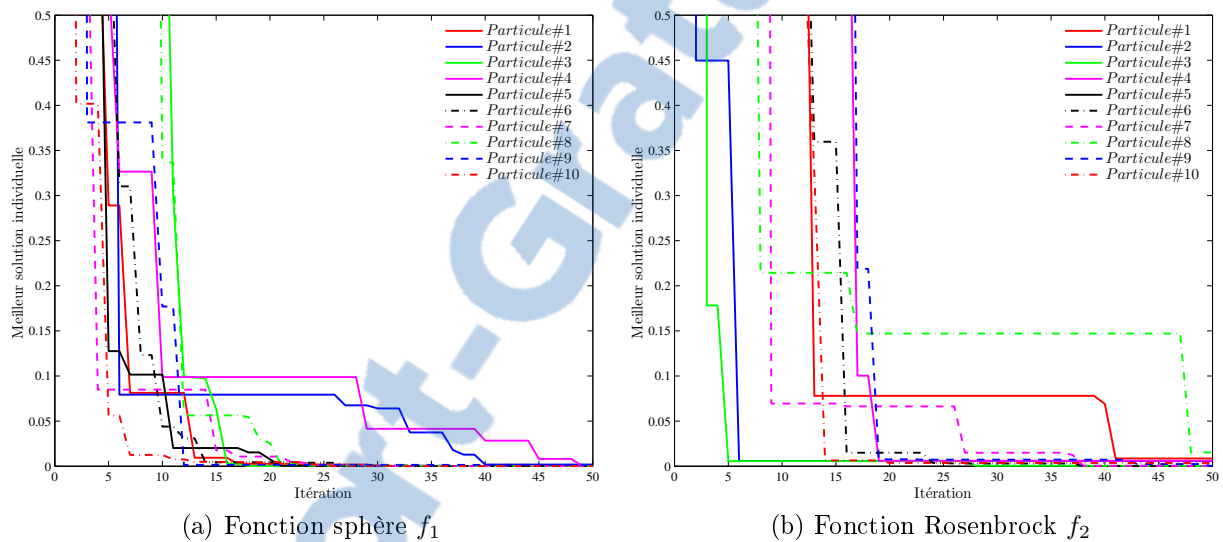


FIGURE 5.6 – Courbe de convergence de l'optimum local  $\vec{P}_{best_i}$

## 5.7 Extension de PSO à l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical

### 5.7.1 Problématique à étudier

La figure 5.7 présente les paramètres géométriques (il manque l'angle de calage) de l'hydrolienne à axe vertical. Par la suite, ces paramètres sont considérés comme des variables d'optimisation. De plus, il est important de noter que le paramètre d'avance et le nombre de pales permettent d'influencer sur la puissance mécanique moyenne extraite. En effet, ils deviennent parmi des variables d'optimisation à part entière. Dans ce manuscrit, l'objectif de l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical est la maximisation de la performance de la turbine . en terme du coefficient de puissance.

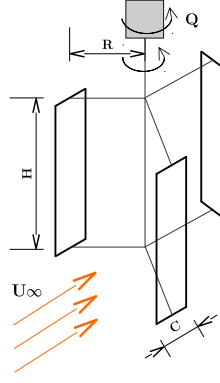


FIGURE 5.7 – Paramètres géométriques d'une hydrolienne à axe vertical

### 5.7.2 Fonction objectif de l'optimisation de l'hydrolienne

Généralement, le maximum de coefficient de puissance, le minimum de coût de production, le minimum de coût d'énergie et le maximum de l'énergie produite annuelle sont considérés comme des fonctions objectives de l'hydrolienne. Compte tenu de l'influence des paramètres géométriques et hydrodynamiques de l'hydrolienne sur la puissance mécanique, le choix de coefficient de puissance comme la fonction objectif s'avère plus judicieux que celui coût de production.

Le coefficient de puissance est une fonction très complexe et fortement non linéaire en satisfaisant les contraintes des paramètres géométriques et celles hydrauliques des hydroliennes. Cette fonction objectif est obtenue en utilisant le modèle hydrodynamique des tubes de courant multiples et deux disques actuateurs (DMST) de l'hydrolienne à axe vertical, qui est exprimée par l'équation (5.11).

$$C_P = \frac{BC}{4U_\infty^2 R N_\theta} \frac{1}{N_\theta} \sum_{i=1}^{N_\theta} (W_{ui}^2 C_{tui} + W_{di}^2 C_{tdi}) \lambda \quad (5.11)$$

avec  $W_{ui}$  et  $W_{di}$  sont respectivement les vitesses relatives dans la zone demi-disque amont et aval, puis  $C_{tui}$  et  $C_{tdi}$  sont le coefficient de la force tangentielle amont et aval, respectivement à chaque tube de courant  $i$  ( $1 \leq i \leq N_\theta$ ). Ces paramètres sont déterminés par les équations suivantes (5.12;5.13;5.14; 5.15) :

$$W_{ui} = \sqrt{(U_{ui} \sin(\theta))^2 + (U_{ui} \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (5.12)$$

$$W_{di} = \sqrt{(U_{di} \sin(\theta))^2 + (U_{di} \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (5.13)$$

$$C_{ti} = C_{Li} \sin(\alpha_i - \beta) + C_{Di} \cos(\alpha_i - \beta) \quad (5.14)$$



$$N_\theta = \frac{2\pi}{\Delta\theta}; \quad \lambda = \frac{R\omega}{U_\infty}; \quad \theta \in \{0, 2\pi\} \quad (5.15)$$

### 5.7.3 Optimisation de l'hydrolienne par PSO

L'objectif de l'optimisation de performance de l'hydrolienne par PSO consiste à déterminer les optimums des paramètres géométriques et hydrauliques de sorte que le coefficient de puissance soit maximal possible. Vu les nombres de variables et des contraintes qu'il faut intervenir dans le PSO, ce problème d'optimisation est mathématiquement large.

L'algorithme de PSO décrit dans la section (5.4) est principalement axé sur la minimisation de la fonction objectif linéaire ou non. A cet effet, cette approche sera appliquée à l'optimisation des paramètres de l'hydrolienne. Cependant, en utilisant la technique d'optimisation par essaim de particules pour minimiser la fonction objectif ( $-C_P$ ), la maximisation du coefficient de puissance est obtenue par l'équation (5.16) suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Max}(C_P) = -\text{Min} \left( -\frac{BC}{4U_\infty^2 R N_\theta} \sum_{i=1}^{N_\theta} (W_{ui}^2 C_{tui} + W_{di}^2 C_{tdi}) \lambda \right) \\ \vec{x}_{min} \leq \vec{x} \leq \vec{x}_{max} \end{array} \right. \quad (5.16)$$

Les paramètres de dimensionnement des hydroliennes à optimiser sont composés par les paramètres hydrauliques et les paramètres géométriques. Pour la modélisation de la turbine d'hydrolienne, l'angle de calage ( $\beta$ ), le paramètre d'avance ( $\lambda$ ), l'angle d'attaque ( $\alpha$ ), la vitesse des courants ( $U_\infty$ ), le profil de pales, le nombre de pales ( $B$ ), le rayon ( $R$ ), la hauteur ( $H$ ), le profondeur d'implémentation, et la vitesse de rotation ( $\omega$ ) font partie des paramètres d'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical. Ces paramètres de conception à optimiser ( $\vec{x}$ ) sont encadrés par des valeurs limites inférieures ( $\vec{x}_{min}$ ) et supérieures ( $\vec{x}_{max}$ ) dans un espace de recherche. En effet, les contraintes de ces paramètres sont exprimées par l'équation (5.16).

## 5.8 Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne

Le pseudo-code présenté dans l'algorithme 5.2 recherche les différents paramètres de l'hydrolienne à axe vertical jusqu'à ce que le nombre maximum d'itérations est atteint. Dans lequel, la valeur de l'optimum global de la fonction *fitness* sera la valeur du coefficient de puissance optimal à rechercher. Les positions des particules obtenues après l'utilisation de PSO forment les meilleurs paramètres.

Il faut noter que l'essaim utilisé dans la configuration de cet algorithme est un ensemble des particules. Cependant, chaque particule ( $\vec{x}_i$ ) contient les valeurs des paramètres de l'hydrolienne ( $x_{iD}$ ) en utilisant les valeurs réelles dans l'espace des valeurs permises. Chaque

paramètre  $x_{iD}$  est limité par une valeur limite supérieure  $x_{iDmax}$  et une valeur limite inférieure  $x_{iDmin}$ . Dans cette optimisation de l'hydrolienne, la structure d'une particule est illustrée par la figure 5.8.

La PSO peut facilement être décrite en se plaçant du point de vue d'une particule. Tout d'abord, les paramètres (imposés et à optimiser) de l'hydrolienne, les valeurs limites des paramètres à optimiser, les paramètres de PSO sont initialement introduits. Puis, un essaim de particules ( $nb_{particule}$ ) est reparti au hasard dans l'espace de recherche, chaque particule ayant également une vitesse aléatoire. Chaque particule localisé par sa position initiale ( $\vec{x}_i^0$ ), permet d'évaluer la fonction fitness de l'optimisation de l'hydrolienne. La valeur de la fonction d'évaluation dépend essentiellement de la position de chaque particule. La meilleure position de chaque particule est initialisée par  $\vec{P}best_i(0) = \vec{x}_i$ . Ensuite, la connaissance des valeurs de la fonction *fitness* à chaque particule et la meilleure position de chaque particule permettent de calculer la meilleure position de l'essaim de particules  $\vec{G}best(0)$  (équation 5.5).

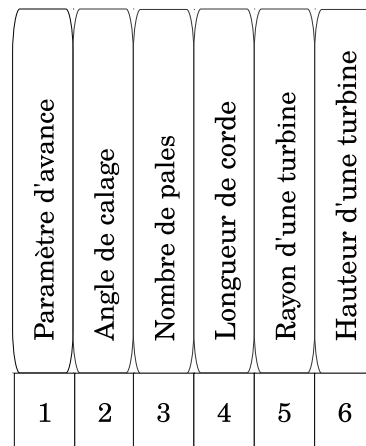


FIGURE 5.8 – Structure d'une particule

---

**Algorithme 5.2** Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne par PSO

---

- 1 **Introduire** toutes les données (hydrolienne et PSO)
  - 2 **Initialiser** aléatoirement les N particules (Vitesses et Positions)
  - 3 **Évaluer** les positions des particules selon la méthode DMST (équation 5.11)
  - 4 **Pour** chaque particule ( $i$ ), la meilleure position est calculée par  $\vec{P}best_i = \vec{x}_i$
  - 5 **Calculer** la meilleure position de l'essaim  $\vec{G}best$  selon l'équation(5.5)
  - 6 **Tant que** le critère d'arrêt n'est pas satisfait **faire**
  - 7 **Déplacer** les particules à l'aide des équations (5.2) et (5.3)
  - 8 **Évaluer** les positions des particules selon la méthode DMST (équation 5.11)
  - 9 **Mettre à jour**  $\vec{P}best_i$  et  $\vec{G}best$  selon les équations (5.4) et (5.5)
  - 10 **Fin Tant que**
  - 11 **Afficher** la meilleure position stockée dans  $\vec{G}best$  (solution optimale)
- 

À chaque pas de temps, chaque particule choisit la prochaine direction en tenant en consi-

dération sa vitesse précédente, les coefficients d'accélération selon l'équation (5.2). Par la suite, chaque particule se déplace vers sa nouvelle position (équation 5.3). Chaque position de particule ( $\vec{x}_i$ ) à l'itération ( $k + 1$ ) reflète l'image des paramètres de l'hydrolienne à optimiser dans l'espace de recherche. Une fois la nouvelle position de particule est localisée, le calcul de coefficient de puissance utilisant les calculs de DMST est aussi effectué par ce processus afin d'évaluer la qualité de sa position courante. Cependant, nous faisons la mise à jour de la meilleur position de chaque particule jusqu'à la présente itération par  $\vec{P}_{best_i}$  et la meilleur de toutes les particules de l'essaim  $\vec{G}_{best}$ . Ce processus d'optimisation est arrêté lorsque le nombre maximum d'itérations est satisfait.

À la fin de cette algorithmme, la position des particules enregistrée dans  $\vec{G}_{best}$  sera la solution optimale trouvée par la méthode PSO.

Les meilleurs paramètres trouvés par l'algorithme de PSO permettent d'obtenir une nouvelle configuration de l'hydrolienne. Ensuite, ce qui permet d'avoir un point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne. Par conséquent, la méthode métaheuristique de PSO permet de bien adapter à la détermination des valeurs optimales des paramètres géométriques et hydrauliques de l'hydrolienne afin d'avoir le maximum coefficient de puissance possible. La figure (5.9) présente la démarche adoptée dans cette étude.

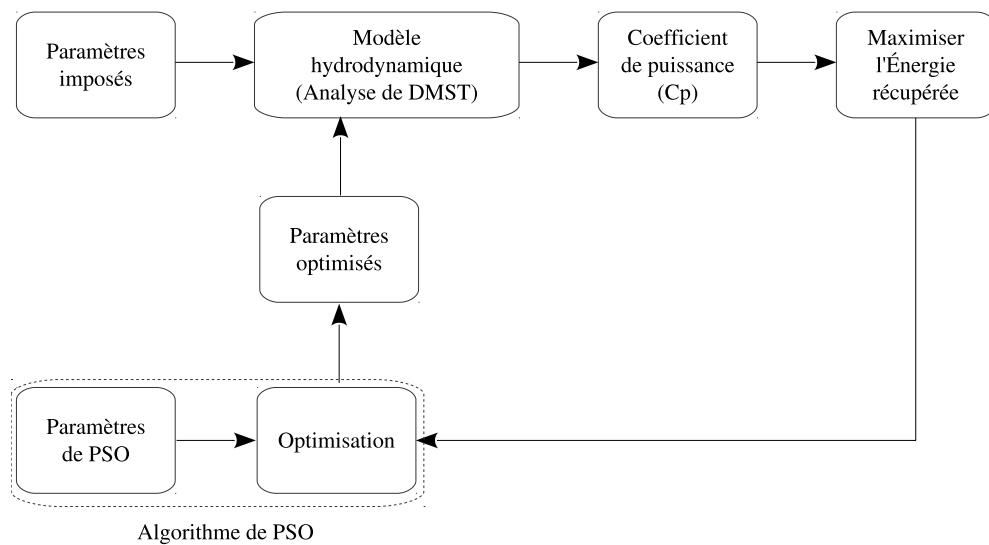


FIGURE 5.9 – Synoptique d'optimisation de l'hydrolienne par PSO

## 5.9 Application de PSO à l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites

### 5.9.1 Paramétrage

Les valeurs optimales des paramètres géométriques et hydrauliques de l'hydrolienne à flux traverse  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H\}$  sont obtenues en maximisant la fonction objectif de l'optimisation. L'une de la fonction objectif choisie parmi tant d'autres est le coefficient de puissance qui est calculée à partir d'une approche de DMST. Les valeurs des paramètres de PSO utilisées pour ce problème, désignées par le nombre de génération et de nombre de particules sont fixés à 50 et 10, respectivement. De plus, pour ce problème, le coefficient de constriction  $\chi = 0,7298844$ , le coefficient d'accélération cognitif  $\phi_1 = 2.8$ , et le coefficient d'accélération social  $\phi_2 = 1.3$ , conformément aux valeurs recommandées par Clerc & Kennedy (2002). L'algorithme de la méthode proposée s'arrête lorsque le nombre maximal d'itérations  $max_{iter} = 50$  est atteint. Le nombre maximal d'évaluations de solutions est fixé à  $Max_{Fes} = 2500$ . Au démarrage de l'algorithme, les particules sont initialisées aléatoirement dans le domaine de recherche. Le tableau 5.2 illustre les valeurs des paramètres de PSO utilisées spécifiquement à l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites.

Dans ce problème, la difficulté consiste à déterminer efficacement les dimensions, ainsi que les valeurs limites des paramètres à optimiser. En effet, des considérations suivantes sont adoptées :

- L'espace de recherche est constitué de 6 variables de contrôles. Par conséquent, le problème d'optimisation d'une hydrolienne a six (6) dimensions.
- Les travaux expérimentaux effectués par Bossard (2012), Menchaca (2011) et Kiho et al. (1996) montrent que le paramètre d'avance optimal correspondant au maximum du coefficient de puissance de l'hydrolienne libre en milieu infini est de l'ordre de 2. Ce paramètre d'avance varie entre 2 et 3.
- Comme tous les paramètres, l'angle de calage peut influencer sur la performance de l'hydrolienne. De plus, selon les résultats obtenus par Klimas & Worstell (1981) pour une faible solidité, l'angle de calage optimal de la turbine Darrieus est ( $-2^\circ$ ).
- Le nombre de pales est proportionnel à la valeur de la solidité ( $S = BC/R$ ). Pour une solidité fixée, si le nombre de pales augmente, alors la longueur de corde est nécessairement diminuée. Éventuellement, au fur et à mesure que le nombre de pales est augmenté, les tourbillons entre les pales deviennent importants. En effet, ces tourbillons contribuent à la diminution du rendement global de l'hydrolienne (Twidell & Weir, 2006). Dans ces travaux, les valeurs minimale et maximale de nombre de pales sont respectivement 2 et 6.
- Plus la longueur de corde de profil est faible devant le rayon de la turbine, plus

la cambrure virtuelle résultat sera faible. Par conséquent, des rapports ( $C/R$ ) importants sont à considérer pour améliorer l'auto-démarrage de la turbine (Amet, 2009).

- D'une manière générale, le rayon d'une turbine est la moitié de son hauteur. Cette affirmation a été vérifiée par Sheldahl & Klimas (1981) et Shiono et al. (2002) lors des expérimentations de la turbine hydrolienne.

TABLE 5.2 – Valeurs des paramètres de PSO appliquées à l'hydrolienne à pales droites

Paramètre	Notation	Unité	Valeur
Nombre de particules	$nb_{particule}$	[–]	10
Nombre maximal d'itérations (générations)	$max_{iter}$	[–]	50
Nombre maximal d'évaluations	$Max_{Fes}$	[–]	2500
Nombre d'exécutions de l'algorithme	$nb_{exec}$	[–]	30
Coefficient de constriction	$\chi$	[–]	0,7298844
Coefficient d'accélération cognitif	$\phi_1$	[–]	2.8
Coefficient d'accélération social	$\phi_2$	[–]	1.3
Dimension du problème	$D$	[–]	6
Paramètre d'avance	$[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$	[–]	[2.00, 3.00]
Angle de calage	$[\beta_{min}, \beta_{max}]$	[°]	[–3.00, 0.00]
Nombre de pales	$[B_{min}, B_{max}]$	[–]	[2, 6]
Longueur de corde	$[C_{min}, C_{max}]$	[mm]	[100, 200]
Rayon de la turbine	$[R_{min}, R_{max}]$	[mm]	[250, 600]
Hauteur de la turbine	$[H_{min}, H_{max}]$	[mm]	[500, 1200]

### 5.9.2 Résultats numériques et analyse

Puisque l'algorithme d'optimisation par essaim de particules est basé principalement sur la méthode stochastique, la solution optimale n'est pas unique. Toutefois, les paramètres géométriques et hydrauliques de l'hydrolienne changent leurs propres valeurs à chaque l'exécution du programme. En tenant compte l'aspect stochastique de recherche, nous avons exécuté l'algorithme de PSO 30 fois.

Le tableau 5.3 présente les résultats de l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical, sur 30 exécutions de l'algorithme de PSO. Plus précisément, le paramètre d'avance, l'angle de calage, le nombre de pales, la longueur de corde, le rayon, la hauteur de la turbine, et le coefficient de puissance obtenus, pour chaque exécution de cet algorithme, sont présentés dans ce tableau. De plus, dans ce tableau, la meilleure solution (particule) trouvée par le PSO au cours des tests effectués est également indiquée en gras.

Le tableau 5.4 montre les valeurs optimales des paramètres de l'hydrolienne, le coefficient de puissance ( $C_P$ ) optimal, ainsi que les données des statistiques descriptives sur les 30 exécutions, en particulier l'écart-type. Cependant, ces paramètres optimaux sont

donc déterminées par un algorithme d'optimisation PSO de façon à respecter le gabarit géométrique et à remplir au mieux le critère d'optimalité.

TABLE 5.3 – Résultats obtenus par PSO pour l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites

$N^{\circ}exec.$	$\lambda [-]$	$\beta [^{\circ}]$	$B [-]$	$C [mm]$	$R [mm]$	$H [mm]$	$C_p [\%]$
1	2 .29	-2 .99	3	137	502	546	30 .58
2	2 .09	-2 .98	3	147	424	664	30 .80
3	2 .54	-2 .99	4	105	558	501	30 .30
4	2 .11	-2 .97	3	184	538	688	30 .80
5	2 .42	-2 .99	2	161	388	665	30 .80
6	2 .24	-2 .97	4	124	543	976	30 .66
7	2 .38	-1 .98	3	120	452	758	29 .82
8	2 .38	-1 .99	3	125	476	1081	29 .83
9	2 .53	-2 .99	3	112	440	1037	30 .49
10	2 .58	-2 .99	4	108	586	822	30 .29
11	2 .82	-2 .99	2	106	310	1116	30 .70
12	2 .20	-2 .99	5	106	540	1162	30 .59
13	2 .52	-2 .96	2	180	452	1199	30 .66
14	2 .23	-2 .99	3	100	437	1132	30 .69
15	2 .25	-2 .99	3	123	435	1063	30 .55
16	2 .15	-2 .88	2	169	370	770	30 .81
17	2 .31	-2 .97	3	100	370	1016	30 .54
18	2 .26	-2 .99	3	143	509	675	30 .51
19	2 .35	-2 .99	3	110	390	657	30 .51
20	2 .22	-2 .99	4	137	593	745	30 .68
21	2 .21	-2 .98	5	111	568	965	30 .55
22	2 .34	-3 .00	3	117	437	1124	30 .48
23	2 .36	-2 .99	4	102	469	714	30 .39
24	2 .29	-2 .98	3	157	574	1167	30 .56
<b>25</b>	<b>2 .11</b>	<b>-2 .98</b>	<b>3</b>	<b>156</b>	<b>455</b>	<b>824</b>	<b>30 .82</b>
26	2 .67	-2 .99	3	126	531	1115	30 .43
27	2 .11	-2 .99	3	163	474	1020	30 .80
28	2 .07	-2 .99	5	112	536	666	30 .63
29	2 .07	-2 .98	4	136	546	674	30 .61
30	2 .11	-2 .98	3	198	574	969	30 .81

La solution optimale obtenue est la valeur moyenne du coefficient de puissance de (30.60%) sur les 30 simulations exécutées. Nous avons observé que cet algorithme reste très stable pendant sa convergence. Les valeurs minimale (29.80%) et maximale (30.82%) du coefficient de puissance optimal trouvées prouvent le succès de l'optimisation. En effet, l'écart-type des fitness est relativement faible ( $\sigma = 0.2482$ ) sur les 30 tests effectués.

La figure 5.10 présente la caractéristique de convergence de l'algorithme de PSO à la recherche du coefficient de puissance optimal de l'hydrolienne. Il est bien de noter que la

convergence de l'optimisation de l'hydrolienne vers l'optimum global dépend de la taille de particules et de nombre de générations. Cet algorithme de PSO a la capacité de converger vers la solution optimale pratiquement dès les 25<sup>ème</sup> premières générations pour les mêmes nombres de particules et générations. Le temps de calcul de simulation est relativement faible (203 secondes). En effet, ce qui traduit l'efficacité de la méthode de PSO appliquée à l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical.

TABLE 5.4 – Valeurs optimales des paramètres obtenues par PSO

Paramètre	Optimale	Écart-type
Paramètre d'avance, $\lambda$ [–]	2.33	0,1881
Angle de calage, $\beta$ [°]	-2.91	0,2536
Nombre de pales, $B$ [–]	3	0,7880
Longueur de corde, $C$ [mm]	132	27,5889
Rayon de la turbine, $R$ [mm]	482	74,2653
Hauteur de la turbine, $H$ [mm]	884	211,8532
Coefficient de puissance, $C_P$ [%]	30.80	0,2482

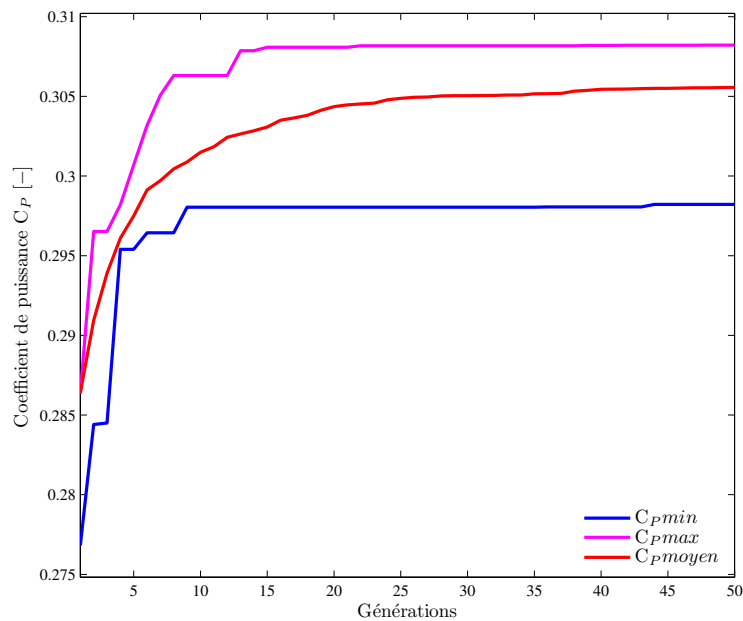


FIGURE 5.10 – Convergence du coefficient de puissance

### 5.9.3 Évaluation des performances de l'hydrolienne à pales droites

La figure 5.11 montre les résultats correspondant des simulations numériques d'une turbine modélisée par DMST, pour l'évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance aux valeurs optimales et meilleurs des paramètres. Ces valeurs sont obtenus après l'optimisation de l'hydrolienne par l'algorithme de PSO. L'algorithme de DMST est capable de localiser le point de fonctionnement optimal de la turbine au sommet

de la courbe du coefficient de puissance ( $Cp_{opt} = 30.31\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.4$ ). Pour les meilleurs paramètres géométriques et hydrodynamiques trouvées par PSO, le coefficient de puissance et le paramètre d'avance sont respectivement ( $Cp_{max} = 30.80\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.11$ ).

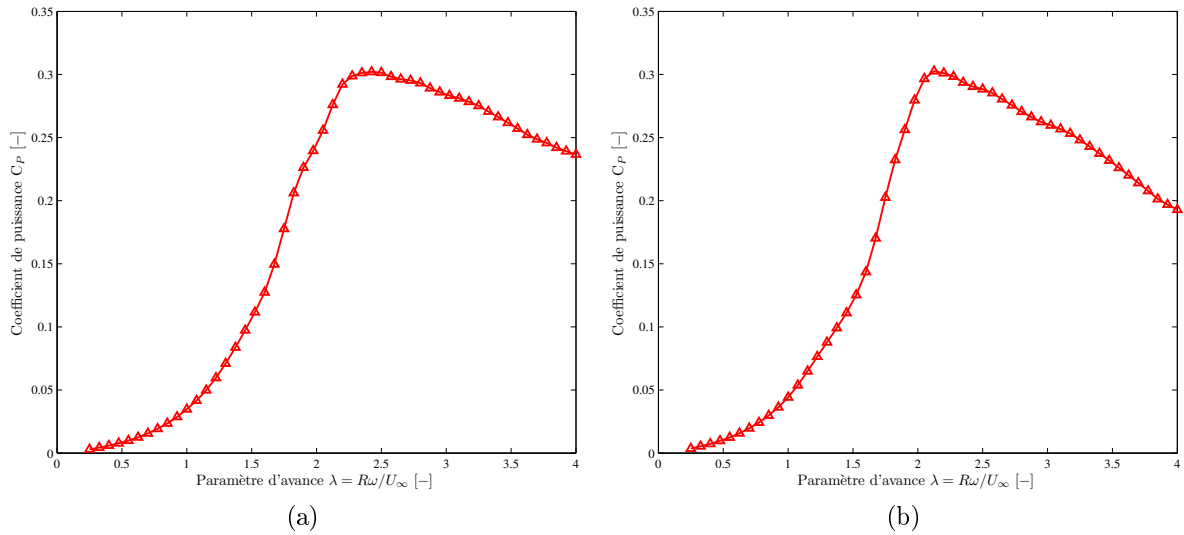


FIGURE 5.11 – Évolution du coefficient de puissance de l’hydrolienne à pales droites au paramètre d’avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée

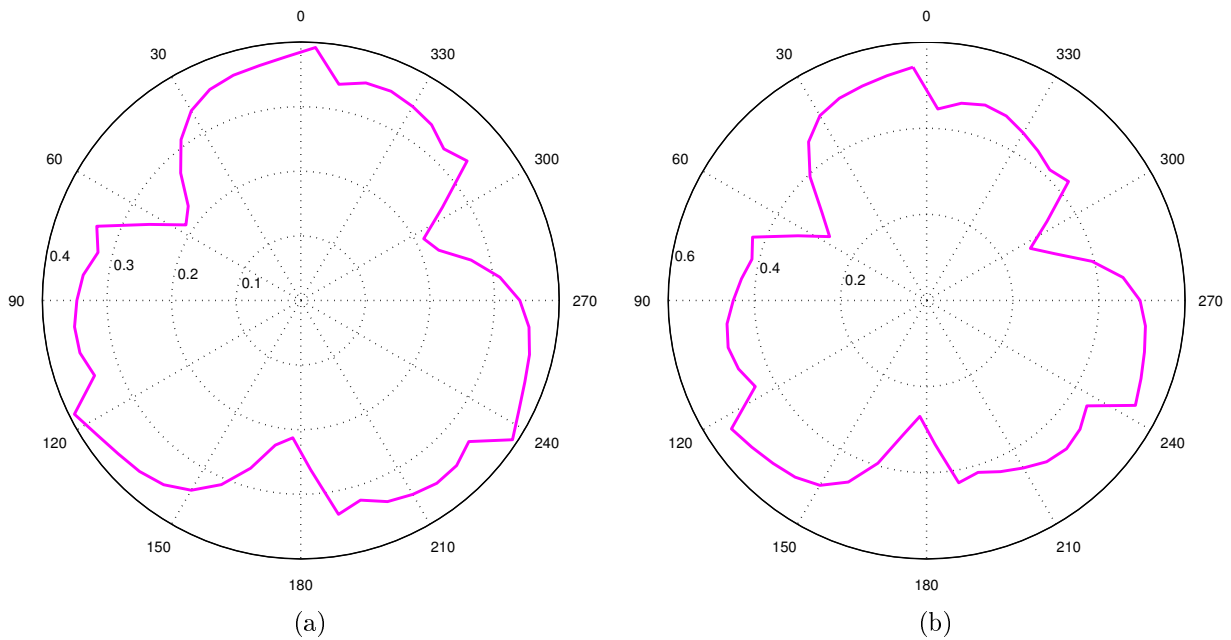


FIGURE 5.12 – Rosace du coefficient du couple moyen de l’hydrolienne à pales droites au paramètre d’avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée

En ce qui concerne le coefficient du couple instantané de la turbine, les oscillations sur une rotation complète d’une turbine est montrée dans la figure 5.12. Il faut noter que cette courbe est tracée au rendement maximal de l’hydrolienne et à une vitesse des courants de



1,5 m/s. La distribution instantanée du coefficient de couple présente une forme pétale périodique de période  $2\pi/3$ . Chaque période correspond à la distribution d'une pale. Cette figure permet d'identifier clairement les zones de récupérations d'énergie et les zones de freinage. La pale est motrice sur l'ensemble des positions azimutales, exceptés trois zones dans lesquelles la valeur du coefficient de couple atteint la valeur minimale. De plus, les fluctuations des fortes intensités des coefficients de couple de l'hydrolienne à pales droites sont clairement identifiées sur cette figure.

## 5.10 Application de PSO à l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

### 5.10.1 Présentation d'une solution

Une solution du problème d'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical munie des pales hélicoïdales, est représentée par un vecteur de dimension  $D$  :  $\vec{x} = [\lambda, \beta, B, C, R, H, \Delta\theta]^t$ . Chaque composante de ce vecteur désigne les paramètres géométriques et hydrauliques de cette hydrolienne. Contrairement à l'hydrolienne avec pales droites, le nombre de ces paramètres correspond à la dimension du problème, soit ( $D = 7$ ).

Dans le chapitre précédent (section 4.4), les performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales sont décrits par les équations (4.7) et (4.8). Résoudre le problème d'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales, consiste à déterminer l'ensemble de ces paramètres  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H, \Delta\theta\}$  maximisant le coefficient de puissance. D'ailleurs, ce coefficient de puissance est aussi décrit par l'équation (5.16) dans la sous section (5.7.3).

### 5.10.2 Paramétrage

Le tableau 5.5 récapitule la liste des paramètres de l'algorithme PSO appliqués au problème de l'hydrolienne à pales hélicoïdales et leur réglage. Le nombre de particules est fixé à 10. Les paramètres de l'algorithme PSO sont : le coefficient de constriction  $\chi = 0,7298844$ , le coefficient d'accélération cognitif  $\phi_1 = 2.8$ , et le coefficient d'accélération social  $\phi_2 = 1.3$ , comme recommandé par Clerc & Kennedy (2002). Pour chaque exécution de l'algorithme des essais de particules, le nombre maximal d'itérations  $max_{iter}$  est égal à 50. En outre, le nombre maximal d'évaluations de solutions est fixé à  $Max_{Fes} = 2500$ . Le dimension, ainsi que les valeurs limites des paramètres à optimiser sont également présentés dans ce tableau. Il est important de noter que, pour une comparaison équitable avec l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites, les mêmes paramètres sont utilisés, excepté l'angle de couverture circonférentielle des pales .

TABLE 5.5 – Valeurs des paramètres de PSO appliquées à l’hydrolienne à pales hélicoïdales

Paramètre	Notation	Unité	Valeur
Nombre de particules	$nb_{particule}$	[–]	10
Nombre maximal d’itérations (génération)	$max_{iter}$	[–]	50
Nombre maximal d’évaluations	$Max_{Fes}$	[–]	2500
Nombre d’exécutions de l’algorithme	$nb_{exec}$	[–]	30
Coefficient de constriction	$\chi$	[–]	0,7298844
Coefficient d’accélération cognitif	$\phi_1$	[–]	2.8
Coefficient d’accélération social	$\phi_2$	[–]	1.3
Dimension du problème	$D$	[–]	7
Paramètre d’avance	$[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$	[–]	[2.00, 3.00]
Angle de calage	$[\beta_{min}, \beta_{max}]$	[°]	[–3.00, 0.00]
Nombre de pales	$[B_{min}, B_{max}]$	[–]	[2, 6]
Longueur de corde	$[C_{min}, C_{max}]$	[mm]	[100, 200]
Rayon de la turbine	$[R_{min}, R_{max}]$	[mm]	[250, 600]
Hauteur de la turbine	$[H_{min}, H_{max}]$	[mm]	[500, 1200]
Angle de couverture circonférentielle	$[\Delta\theta_{min}, \Delta\theta_{max}]$	[°]	[0, 120]

### 5.10.3 Résultats et discussion de l’optimisation

Les valeurs optimales pour les dimensions physiques de l’hydrolienne à axe vertical, munie des pales hélicoïdales sont obtenues en maximisant le fonction objectif du coefficient de puissance. En tenant compte l’aspect stochastique de recherche de l’algorithme d’optimisation par essaim de particules, nous avons exécuté l’algorithme de PSO 30 fois. Le tableau 5.6 montre les résultats de l’optimisation de l’hydrolienne à axe vertical, sur 30 exécutions de l’algorithme de PSO. Pour chaque exécution de cet algorithme, le paramètre d’avance, le calage, le nombre de pales, la corde, le rayon, la hauteur de la turbine, l’angle de couverture circonférentielle des pales, le temps de calcul, et la coefficient de puissance obtenus, sont présentés dans ce tableau.

Le tableau 5.7 illustre les valeurs optimales des paramètres de l’hydrolienne, l’écart-type sur les 30 exécutions, ainsi que la valeur optimale du coefficient de puissance. D’ailleurs, ces paramètres optimaux sont donc obtenus par l’algorithme d’optimisation PSO en respectant les limites des variables. La solution optimale obtenue est la valeur moyenne du coefficient de puissance de ( $C_P = 30.80\%$ ) sur les 30 simulations exécutées. Nous avons constaté que cet algorithme reste très stable pendant sa convergence et les résultats obtenus sont très encourageants. Les valeurs minimale et maximale du coefficient de puissance trouvées par cette méthode sont respectivement, (30.87%) et (32.11%). En effet, l’écart-type des fitness est relativement faible ( $\sigma = 0.3882$ ) sur les 30 tests effectués. Par ailleurs, la meilleure configuration des dimensions physiques de l’hydrolienne à pales hélicoïdales trouvée par le PSO au cours des tests est indiquée en gras dans le tableau 5.6.

TABLE 5.6 – Résultats obtenus par PSO pour l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical avec pales hélicoïdales

$N^{\circ}exec.$	$\lambda [-]$	$\beta [^{\circ}]$	$B [-]$	$C [mm]$	$R [mm]$	$H [mm]$	$\Delta\theta [^{\circ}]$	$T [s]$	$C_p [\%]$
1	2.30	-2.99	3	123	409	603	74	658	31.17
2	2.15	-2.96	3	160	504	681	67	734	31.24
3	2.32	-2.91	3	138	483	930	116	542	31.95
4	2.53	-2.98	3	106	400	988	116	420	31.93
5	2.32	-3.00	4	125	561	1184	117	514	31.59
6	2.12	-2.95	3	154	476	1169	112	478	32.00
7	2.40	-2.98	3	120	449	983	88	524	31.34
8	2.02	-3.00	3	193	542	1008	93	549	31,63
9	2.11	-2.77	4	135	511	525	117	621	31,37
10	2.39	-2.49	4	123	595	1121	111	556	31.06
11	2.24	-2.98	3	136	449	518	69	868	31.32
12	2.32	-2.99	3	140	480	1150	65	920	31.11
13	2.25	-2.96	5	104	580	793	108	771	31.28
14	2.40	-2.99	3	100	372	1195	69	631	31.19
15	2.42	-2.92	3	167	599	858	74	829	30.87
16	2.41	-2.96	3	130	485	1095	69	608	31.16
17	2.40	-2.96	3	134	476	734	69	610	31.19
<b>18</b>	<b>2.03</b>	<b>-2.97</b>	<b>3</b>	<b>116</b>	<b>317</b>	<b>791</b>	<b>116</b>	<b>611</b>	<b>32.11</b>
19	2.41	-2.99	5	101	599	587	74	1247	30.88
20	2.23	-2.94	3	178	579	1095	74	745	31.19
21	2.32	-2.99	3	164	560	1193	69	705	31.29
22	2.24	-2.91	3	193	597	616	116	452	31.89
23	2.24	-3.00	3	149	496	778	116	440	32.07
24	2.42	-2.92	3	108	381	655	116	597	31.79
25	2.29	-2.96	3	134	474	1107	69	612	31.19
26	2.35	-2.97	3	164	578	618	116	449	31.97
27	2.28	-2.99	3	168	575	1192	116	371	32.09
28	2.43	-2.97	3	124	447	543	116	378	31.92
29	2.30	-2.97	4	106	490	894	103	642	31.30
30	2.38	-2.99	3	156	522	1029	105	570	31.53

TABLE 5.7 – Valeurs optimales des paramètres de l'hydrolienne à pales hélicoïdales obtenues par PSO

Paramètre	Valeur optimale	Écart-type
Paramètre d'avance $\lambda [-]$	2.30	0.1221
Angle de calage $\beta [^{\circ}]$	-2.95	0.0968
Nombre de pales $B [-]$	3	0.5314
Longueur de corde $C [mm]$	138	26,6755
Rayon de la turbine $R [mm]$	500	75,4742
Hauteur de la turbine $H [mm]$	888	236,1290
Couverture circconférentielle $\Delta\theta [^{\circ}]$	95	21.432
Coefficient de puissance $C_P [\%]$	30.80	0.3882

La figure 5.13 présente la caractéristique de convergence de l’algorithme de PSO à la recherche du coefficient de puissance optimal de l’hydrolienne à pales hélicoïdales. Cet algorithme de PSO a la capacité de converger vers la solution optimale pratiquement dès les 35<sup>ième</sup> premières générations pour les mêmes nombres de particules et générations. La valeur moyenne du temps de calcul est relativement faible (622 secondes). En effet, la méthode de PSO appliquée à l’optimisation de l’hydrolienne à axe vertical prouve son succès.

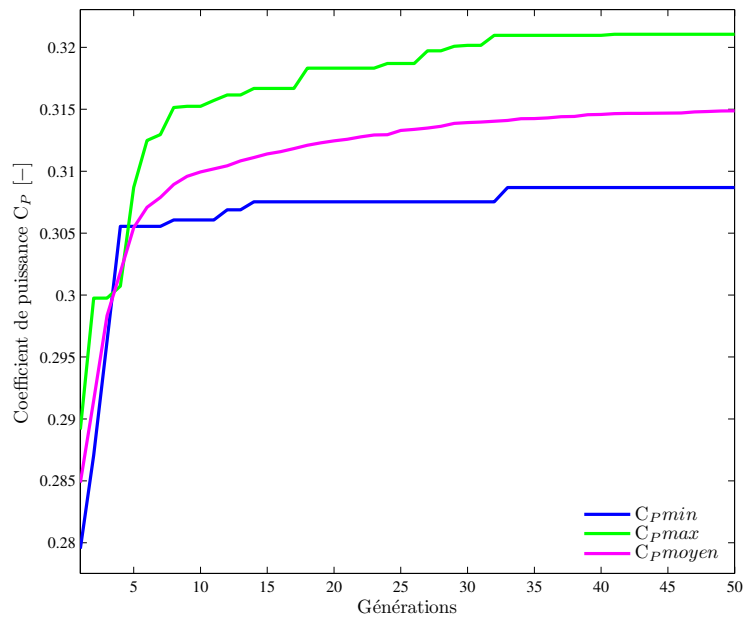


FIGURE 5.13 – Convergence du coefficient de puissance de l’hydrolienne à pales hélicoïdales

#### 5.10.4 Évaluation des performances de l’hydrolienne à pales hélicoïdales

Les résultats correspondant aux simulations numériques d’une turbine, pour l’évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d’avance aux valeurs optimales et meilleure combinaison des paramètres, sont présentés dans la figure 5.14. Les deux configurations de cette hydrolienne sont obtenues après l’optimisation de l’hydrolienne par l’algorithme de PSO, en 30 exécutions. En effet, à l’aide de calcul de DMST, le coefficient de puissance optimal et le paramètre d’avance optimal sont respectivement  $C_{p_{opt}} = 30.36\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.4$ . Pour les meilleurs paramètres géométriques trouvés, le coefficient de puissance et le paramètre d’avance sont respectivement ( $C_{p_{max}} = 31.87\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.05$ ).

La figure 5.15 montre les oscillations sur une rotation complète d’une turbine du coefficient de couple instantané. La distribution instantanée du coefficient de couple présente une forme pétales périodique de période  $2\pi/3$ . Les deux pétales sont décalés l’une par rapport à l’autre car les angles de couverture circonférentielle sont différents pour les deux

configurations considérées. Chaque période correspond à la distribution d'une pale. Cette figure permet d'identifier clairement que la pale est motrice sur l'ensemble des positions azimutales.

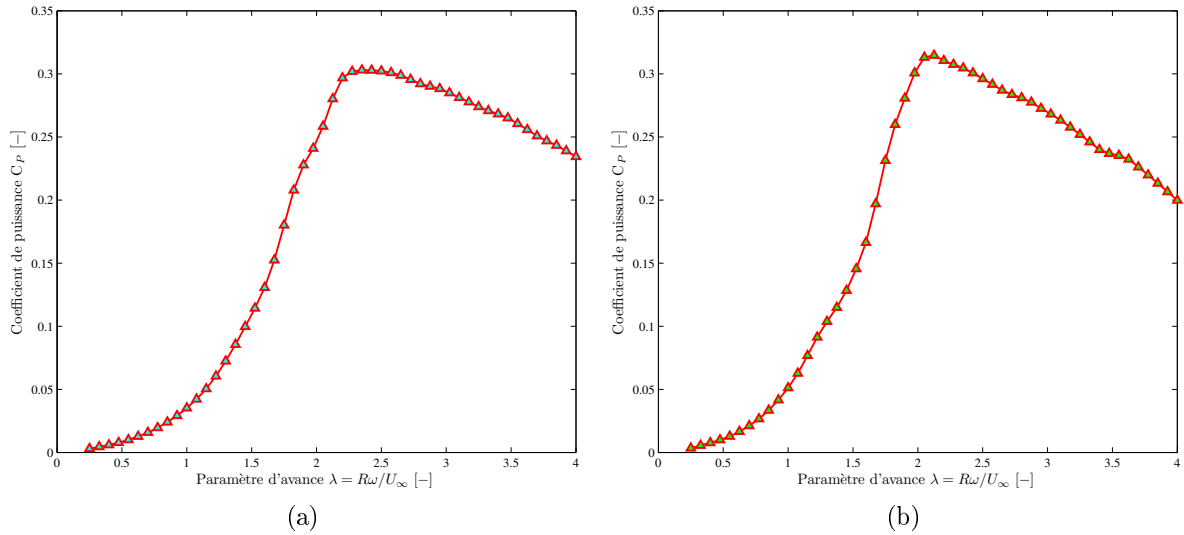


FIGURE 5.14 – Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales hélicoïdales au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée

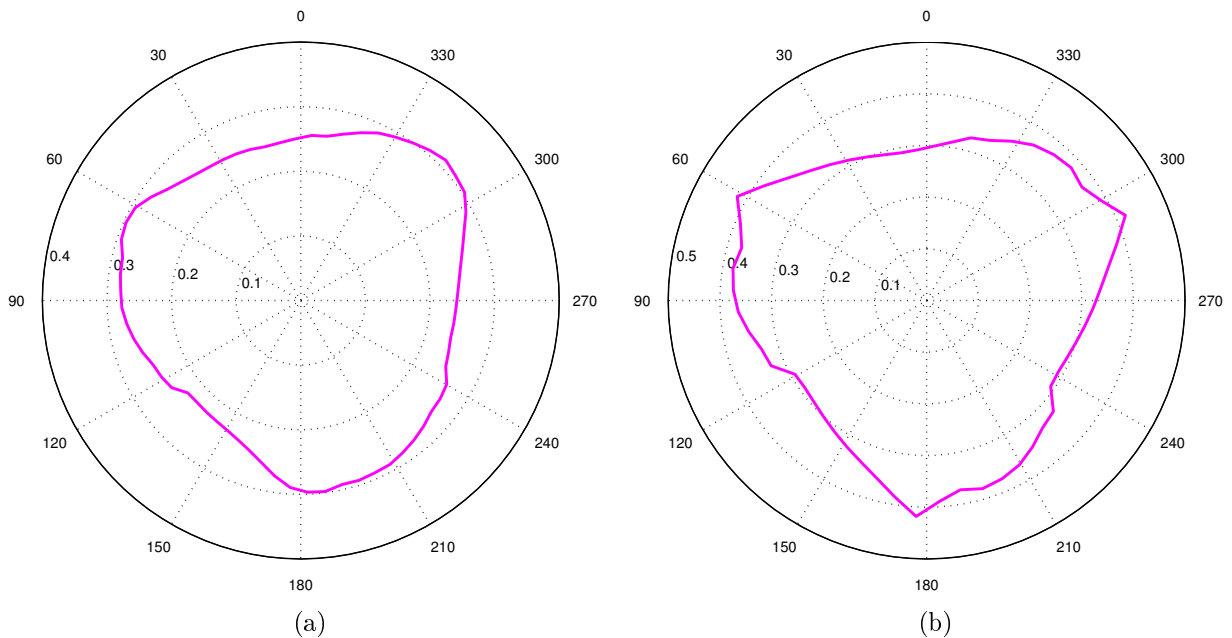


FIGURE 5.15 – Rosace du coefficient du couple moyen de l'hydrolienne à pales hélicoïdales au paramètre d'avance optimal : (a) Structure optimale (b) Meilleure structure trouvée

## 5.11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'algorithme d'optimisation par essaim de particules. Cet algorithme a été testé pour évaluer sa performance en termes de temps de calcul et de précision des résultats sur les fonctions sphère et Rosenbrock unimodales. La qualité des solutions trouvées par cette approche dépend fortement de leur paramétrage, et de l'équilibre entre un balayage de tout l'espace des solutions (diversification) et une exploration locale (intensification). Malgré ses limites, le PSO a prouvé sa simplicité de mise en œuvre et son efficacité qui ont suscité l'intérêt de plusieurs communautés de chercheurs.

L'application de l'algorithme d'optimisation par essaim de particules pour la détermination des paramètres de conception de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales droites et hélicoïdales donne les résultats satisfaisants. Les résultats de simulation montrent que l'algorithme de PSO proposé a permis d'obtenir les optimums des paramètres géométriques et hydrauliques de l'hydrolienne à axe vertical. Cette approche présente une extraction maximale d'énergie du courant, malgré ses comportements aléatoires. En effet, les valeurs optimales des paramètres pour les hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales obtenues par PSO sont respectivement de  $\{\lambda = 2.33, \beta = -2.91, B = 3, C = 132mm, R = 482mm, H = 884mm\}$  et  $\{\lambda = 2.30, \beta = -2.95, B = 3, C = 138mm, R = 500mm, H = 888mm, \Delta\theta = 95^\circ\}$ . Le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales droites est  $C_{P_{opt}} = 30.80\%$  et le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales hélicoïdales est  $C_{P_{opt}} = 30.60\%$ .

Les paramètres optimisés par la PSO et les paramètres imposés sont devenus les nouvelles variables d'entrées au modèle hydrodynamique de l'hydrolienne. La configuration finalement proposée présente une extraction quasi optimale de l'énergie du courant en termes de coefficient de puissance et de coefficient du couple, utilisant la méthode DMST.

Le chapitre suivant sera consacré totalement à la mise en œuvre de l'algorithme génétique afin d'optimiser les paramètres de conception de l'hydrolienne à axe vertical, avec des pales droites et hélicoïdales.

# Chapitre 6

## Optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par l'algorithme génétique

### 6.1 Introduction

Les ingénieurs travaillant en énergie marine renouvelable se heurtent quotidiennement à des problèmes de complexité grandissante. La part de la recherche dédiée à l'optimisation des dispositifs de récupération de l'énergie marine est devenu de plus en plus importante. Dans un problème d'optimisation à résoudre, nous définissons une ou plusieurs fonctions objectifs, ou fonctions de coût et on cherche à minimiser (ou maximiser) cette fonction par rapport à l'ensemble des paramètres concernés.

À partir de la modélisation de la fonction d'évaluation du problème d'optimisation de l'hydrolienne, il faut mettre en œuvre des méthodes de la résolution de plus en plus performante et de plus grande rentabilité. Habituellement, la recherche de la solution de l'optimisation en temps de calcul raisonnable et de bonne qualité revient à utiliser les métaheuristiques. Ces approches constituent un ensemble de règles et de mécanismes généraux ayant comme fonction de contrôler et de guider la recherche d'une meilleure solution. Elles sont appliquées avec succès pour des problèmes très variées, tels que les problèmes du voyageur de commerce, d'ordonnancement, de localisation, de transport, de partition, de coloration de graphes et des réseaux électriques (Chaari, 2010; Hamed, 2013). Parmi les méthodes d'optimisations les plus employées, on trouve les algorithmes génétiques qui présentent des solutions de qualités intéressantes pour la résolution des problèmes des optimisations complexes, leurs applications en hydrolienne sont peu répondues.

Dans ce chapitre, nous proposerons une nouvelle méthode méta-heuristique pour l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical avec pales droites. L'objectif est d'obtenir le maximum du coefficient de puissance de l'hydrolienne à axe vertical en optimisant les paramètres associés. Dans un premier temps, une description complète du fonctionne-

ment de l'algorithme génétique sera faite. Nous présenterons les opérateurs génétiques participant à l'exploration de l'espace de recherche et les paramètres nécessaires pour la convergence vers la bonne solution. Puis, nous validons l'algorithme génétique par simulation de deux fonctions tests, pour juger la qualité de cette méthode. Dans un deuxième temps, un algorithme génétique appliqué à l'optimisation des hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales sera développé. Ensuite, les résultats des expérimentations numériques seront présentés dans le but de trouver une solution optimale de la performance de l'hydrolienne. Finalement, la comparaison des résultats des optimisations des hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales obtenus par le PSO et de l'AG sera étudiée.

## 6.2 Concepts de base des algorithmes génétiques

Les Algorithmes Génétiques (AG) font partie de la famille des algorithmes évolutionnaires s'appuyant sur les processus de l'évolution naturelle des espèces et de la génétique. Avec ce type de méthodes, il ne s'agit pas de trouver une solution analytique exacte mais de trouver une bonne solution satisfaisante dans un temps de calcul raisonnable. La première description du processus des algorithmes génétiques a été donnée par Holland en 1975, puis Goldberg (1989) les a utilisés pour résoudre des problèmes concrets d'optimisation.

L'objectif de ces algorithmes génétiques est d'optimiser une fonction prédéfinie, appelée fonction objectif, ou fitness. Cependant, ils agissent sur une population d'individus ou chromosomes assujettis à une sélection darwinienne. Cette sélection montre que les individus, en particulier les parents les mieux adaptés à leur environnement survivent et peuvent se reproduire. De plus, ils sont alors soumis à des mécanismes de recombinaisons analogues à ceux de la génétique. Des échanges de gènes entre les parents résultent la création de nouveaux individus (ou enfants), qui permettent de tester d'autres configurations de l'espace de recherche.

Les chromosomes sont constitués d'un ensemble d'éléments, appelés gènes, qui peuvent prendre plusieurs valeurs, appelées allèles. Généralement, un chromosome est une représentation ou un codage d'une solution du problème donné. Un changement au niveau des chromosomes se traduit par un changement de l'apparence de l'individu. Une première population est choisie soit aléatoirement, soit par des heuristiques ou par des méthodes spécifiques au problème, soit encore par mélange de solutions aléatoires et heuristiques. Cette population doit être suffisamment diversifiée pour que l'algorithme ne reste pas piégé au niveau d'un optimum local. C'est ce qui se produit lorsque trop d'individus sont semblables. Les algorithmes génétiques génèrent de nouveaux individus, de telle sorte qu'ils soient plus performants que leurs prédécesseurs. Le processus d'amélioration des individus s'effectue par utilisation d'opérateurs génétiques, qui sont la sélection, le croisement et la mutation. Pour mettre en œuvre un algorithme génétique, il est nécessaire



de disposer les éléments suivant :

- une représentation génétique du problème, c'est-à-dire un codage de solutions utilisé sous la forme de chromosomes ;
- un mécanisme de génération de la population initiale. Ce mécanisme est indispensable de construire une population d'individus non homogène ;
- une fonction qui permet d'évaluer l'adaptation d'un chromosome à son environnement, ce qui offre la possibilité de comparer des individus. Cette fonction est construite à partir du critère que l'on désire optimiser. L'application de cette fonction à un élément de la population donne sa fitness ;
- un mode de sélection des chromosomes à reproduire. Cette sélection est basée sur la reproduction et sur le codage génétique, qui sauvegarde les informations décrivant l'individu sous forme de gènes ;
- d'opérateurs de croisement et de mutation permettant de diversifier la population au cours des générations et d'explorer l'espace de recherche.
- des paramètres qu'utilise l'algorithme : taille de la population, probabilité de croisement et de mutation, nombre total de générations (nombre d'itérations).

La figure 6.1 présente la terminologie utilisée en algorithme génétique. L'unité la plus petite est un ADN (correspondant à un bit). Un gène est une séquence d'ADN. Un chromosome est un porteur de gènes et contient plusieurs gènes. Le nombre de chromosomes des individus d'une même espèce est le même. Dans les algorithmes évolutionnaires, un individu (paramètre) est considéré contenir un seul chromosome. Finalement, la population est un ensemble d'individus.

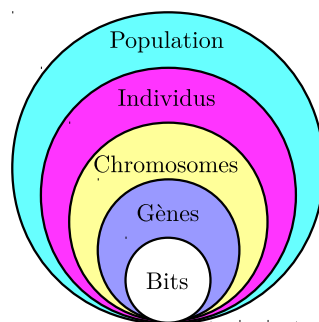


FIGURE 6.1 – Notations utilisés pour l'algorithme génétique

### 6.3 Structure de l'algorithme génétique

L'algorithme génétique commence par une génération d'une population initiale de  $P_{SIZE}$  individus, pour lesquels nous calculons leurs fonction d'adaptation ou fitness. Ensuite, nous sélectionnons les individus par une méthode de sélection pour la reproduction. Ces

individus seront manipulés par un opérateur de croisement qui les choisit selon une probabilité  $P_{cross}$ . Leurs résultats peuvent être mutés par un opérateur de mutation avec une probabilité de mutation  $P_{mut}$ . Les phases de sélection et de recombinaison génétique (croisement et mutation) permettent de générer une nouvelle population d'individus, qui ont de bonnes chances d'être plus forts que ceux de la génération précédente. Ensuite, les individus issus de la phase de recombinaison seront agencés par une méthode d'insertion dans la nouvelle population, dont nous évaluons la valeur de la fonction objectif de chacun de ses individus. La force des individus de la population augmente, de génération en génération, et un test d'arrêt sera effectué pour arrêter l'algorithme. L'algorithme 6.1 présente la structure générale de l'algorithme génétique. De plus, les différentes étapes de cet algorithme seront détaillées dans les sections suivantes.

---

**Algorithme 6.1** Structure générale de l'algorithme génétique

---

```

1  Début
2  | Générer uniformément aléatoire une population initiale de taille  $P_{SIZE}$ 
3  | Évaluer les  $P_{SIZE}$  individus de la population
4  | Tant que le critère d'arrêt n'est pas atteint faire
5  | | Sélection : deux parents en favorisant les meilleurs pour la production
6  | | Croisement : deux parents pour obtenir deux enfants de probabilité  $P_{cross}$ 
7  | | Mutation : modifier aléatoirement les enfants de probabilité  $P_{mut}$ 
8  | | Évaluation individus des enfants
9  | | Insertion : ajouter les individus des enfants dans la nouvelle population
10 | Fin Tant que
11 | Retourner la meilleure solution trouvée
12 Fin

```

---

### 6.3.1 Codage des paramètres

Les algorithmes génétiques diffèrent des autres méthodes d'optimisation car ils utilisent un codage des variables de contrôle, plutôt que les variables de contrôle elles-mêmes. Le codage désigne le processus qui transforme les variables des paramètres en un chromosome.

Le premier pas dans l'implantation des algorithmes génétiques est de créer une population d'individus initiaux. Chaque individu de la population est codé par un chromosome. *In fine*, une population est donc un ensemble de chromosomes. Chaque chromosome code un point de l'espace de recherche. L'efficacité de l'algorithme génétique va donc dépendre du choix du codage d'un chromosome. Cette étape est cruciale car elle va permettre des opérateurs de croisement et de mutation plus ou moins efficaces.

Selon les travaux effectués par Goldberg (1989), l'alphabet binaire  $\{0, 1\}$  est particulièrement bien adapté à la représentation des paramètres par un problème donné. En effet, deux types de codages ont été présentés dans la littérature : le codage direct et le codage indirect (Guillaume et al., 2001). Si le chromosome représente implicitement la solution,

le codage est direct. Par contre, si le chromosome contient un ensemble d'informations spécifiques à un problème donné et la solution du problème est obtenue après une transformation, le codage est indirect.

Dans notre problème d'optimisation, un chromosome est représenté sous forme de chaînes de bits  $\{0, 1\}$ . Ce codage binaire a permis de résoudre beaucoup de problèmes, mais il s'est avéré que, pour des problèmes d'ordonnancement, il est plus pratique d'utiliser un codage entier des chromosomes (Chaari, 2010). Le codage des individus permet d'augmenter l'efficacité de l'algorithme génétique.

### 6.3.1.1 Codage binaire standard

Pour chaque paramètre  $x_i$  situé dans l'intervalle  $[x_{i \min}, x_{i \max}]$ , on associe une chaîne binaire  $(b_0 b_1 \dots b_{l_{x_i}-1})$  définie sur  $l_{x_i}$  nombre de bits. Cette chaîne binaire du paramètre correspond une valeur entière naturelle qui est définie par l'équation (6.1).

$$N(x_i) = \sum_{i=0}^{l_{x_i}-1} b_i 2^{l_{x_i}-i-1} \quad (6.1)$$

avec les coefficients  $b_0$  et  $b_{l_{x_i}-1}$  sont respectivement le bit le plus significatif et le bit le moins significatif.

En effet, le paramètre réel  $x_i$  dans l'espace de recherche relatif à  $N(x_i)$  est obtenu par mise à l'échelle linéaire de l'équation (6.2) :

$$x_i = x_{i \min} + \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2^{l_{x_i}} - 1} N(x_i) \quad (6.2)$$

Cette méthode de codage binaire standard est relativement facile à implanter mais elle présente l'inconvénient de limiter la précision des paramètres à une valeur  $(\varepsilon_i)$  correspondant à l'écart entre deux configurations réelles adjacentes obtenues, pour une variation du bit le moins significatif.

$$\varepsilon_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2^{l_{x_i}} - 1} \quad (6.3)$$

La longueur  $l_{x_i}$  de la sous-chaîne binaire nécessaire  $x_i$  avec une précision  $(\varepsilon_i)$  pour le paramètre réel  $x_i$  correspond donc au plus petit entier naturel tel que :

$$l_{x_i} \geq \frac{1}{\ln 2} \ln \left( \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{\varepsilon_i} + 1 \right) \quad (6.4)$$

La longueur totale ( $l$ ) du chromosome  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  est la somme de toutes les

longueurs des sous-chaînes binaires des  $(n)$  paramètres, qui est donnée par l'équation (6.5).

$$l = \sum_{i=1}^n l_{xi} \quad (6.5)$$

En codant chaque paramètre sur une longueur dépendant de la précision requise, on pourra adapter la taille du chromosome de manière à optimiser le rapport temps de calcul et précision de la solution finale.

### 6.3.1.2 Codage Gray

Deux configurations proches dans l'espace de recherche des paramètres peuvent avoir des chromosomes très distincts dans le codage binaire standard. Par exemple, les chaînes "01111" et "10000" correspondent à deux configurations réelles voisines alors qu'elles diffèrent de 5 bits. Cette caractéristique peut entraîner la difficulté pour la recherche locale. Toutefois, le code Gray a été recommandée pour améliorer les problèmes liés à l'utilisation du code binaire standard (Bäck, 1993; Sareni, 1999). En effet, avec ce code, les entiers adjacents ne diffèrent que d'un bit (distance de Hamming de 1). Le passage entre deux configurations réelles voisines devient beaucoup plus facile puisqu'il suffit de modifier un seul bit dans le chromosome. Le tableau 6.1 illustre les codes binaire et Gray pour des chaînes de 4 bits. La conversion du paramètre du code binaire en code Gray et son transformation inverse sont effectuées respectivement de la manière suivante :

$$g_i = \begin{cases} b_i & \text{si } i = 0 \\ b_i \oplus b_{i+1} & \text{si } i \geq 1 \end{cases} \quad (6.6)$$

$$b_i = g_i \oplus g_{i+1} \quad (6.7)$$

TABLE 6.1 – Code binaire et code Gray sur 4 bits

Entier	Binaire	Gray	Entier	Binaire	Gray
0	0000	0000	8	1000	1100
1	0001	0001	9	1001	1101
2	0010	0011	10	1010	1111
3	0011	0010	11	1011	1110
4	0100	0110	12	1100	1010
5	0101	0111	13	1101	1011
6	0110	0101	14	1110	1001
7	0111	0100	15	1111	1000

### 6.3.2 Génération de la population initiale

Plusieurs techniques de génération de la population initiale sont utilisés dans la littérature (Caux et al., 1995). Le problème principal qui réside dans cette étape est le choix de la taille de la population car le choix de la population initiale d'individus conditionne fortement la rapidité de l'algorithme. Si la taille de la population est trop grande, le temps de calcul de convergence vers l'optimum global augmente et demande un espace mémoire important. Par contre, une population de taille très petite, la solution obtenue n'est pas satisfaisante. Il faut donc trouver le bon compromis. Dans le présent travail, les chromosomes des individus de la première génération sont initialisés de façon uniformément aléatoire en respectant l'équiprobabilité d'obtenir une valeur égale à 0 et 1 pour chaque bit.

### 6.3.3 Évaluation de la fonction d'adaptation

Chaque fois qu'un nouvel individu a été créé, il faut lui associer une valeur qui mesure la qualité de la solution. A ce propos, elle est appelée fonction d'adaptation ou *fitness*. Cette valeur sera utilisée par les processus de sélection pour favoriser les individus les mieux adaptés au problème. L'évaluation permet de quantifier la performance de l'individu vis-à-vis du problème à résoudre. De ce fait, cette fonction est en rapport avec la fonction *objectif* de ce dernier. Dans le cas d'une optimisation mono-objectif, la fonction d'évaluation est généralement la fonction *objectif* associée au problème.

Cette fonction permet d'évaluer la capacité d'un individu à survivre en lui affectant un poids. La force de chaque chromosome de la population est calculée afin que les plus forts soient retenus dans la phase de sélection, puis modifiés dans la phase de croisement et mutation. En effet, la fonction d'évaluation produit la pression qui permet de faire évoluer la population de l'algorithme génétique vers des individus de meilleure qualité. Il est important de noter que la fonction d'évaluation dépend d'un problème à un autre. Par exemple, dans le cas des problèmes d'ordonnancement étudiés par Chaari (2010), la fonction d'évaluation peut prendre différents critères (*makespan*, retard, etc.).

### 6.3.4 Sélection de parents

Le processus de sélection joue un rôle très important dans la reproduction des individus. À partir d'une génération courante ( $t$ ), la sélection des parents est un mécanisme permettant d'identifier les individus susceptibles d'être croisés pour former la génération de la population suivante ( $t + 1$ ). Lors de cette phase, les individus les plus forts sont généralement dupliqués et forment les parents de la génération en cours, alors que les plus faibles disparaissent sans avoir la possibilité de se reproduire. Il existe plusieurs techniques de

sélection proposées par Dréo et al. (2003), mais nous ne présentons que les cinq les plus utilisées parmi elles.

### Sélection par roulette

La méthode de sélection par roulette consiste à créer une roue de loterie biaisée pour laquelle chaque individu de la population occupe une sélection de la roue proportionnelle à sa valeur de la fonction d'évaluation (figure 6.2). Elle est aussi appelée sélection proportionnelle. Ainsi, la formulation développée par Holland (1975) montre que chaque individu ( $x_i$ ) a une probabilité d'être sélectionné égale à (Holland, 1975) :

$$p_s(x_i) = \frac{f(x_i)}{\sum_{k=1}^{P_{SIZE}} f(x_k)} \quad (6.8)$$

où  $P_{SIZE}$  est le nombre total d'individus dans la population de l'algorithme génétique et  $f(x_i)$  est la valeur de la fitness de l'individu ( $x_i$ ).

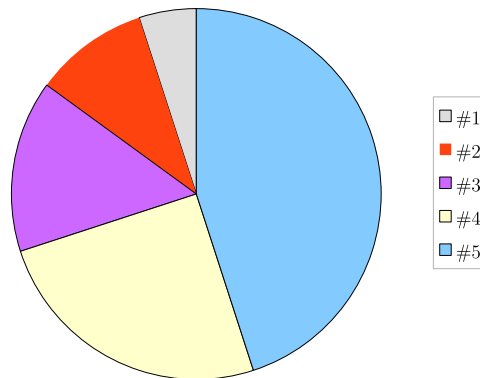


FIGURE 6.2 – Sélection par roulette. Les individus ayant les secteurs les plus grands possèdent donc plus de chance d'être sélectionnés. Les pourcentages représentent la part des individus dans le total des fitness, par exemple l'individu #5 représente 45% de ce total.

### Sélection par rang

La méthode de sélection par rang (classement) est une variante de la méthode de la roulette. C'est une méthode alternative pour prévenir la convergence trop rapide de l'algorithme génétique (Mitchell, 1999). Cette méthode consiste à ranger les individus de la population dans un ordre croissant ou décroissant, selon leur valeur associée de la fonction d'adaptation. Il est important de rappeler que, suite au classement des individus, les individus de la population sont positionnés pour que le meilleur soit inséré au premier rang et que le moins bon soit au rang ( $k = P_{SIZE}$ ). Par conséquent, la probabilité de sélection d'un individu ( $x_i$ ) selon son rang  $k$  est définie par l'équation (6.9).

$$p_s(x_i) = \frac{2(P_{SIZE} - k + 1)}{P_{SIZE}(P_{SIZE} + 1)} \quad (6.9)$$

Comme dans un tournoi, la sélection par classement est une sélection par roulette qui se base non plus sur la valeur de la fonction d'adaptation, mais effectue sa sélection sur le rang des individus classés pour déterminer les probabilités de sélection.

### Sélection aléatoire

Cette sélection se fait aléatoirement, uniformément et sans intervention de la valeur d'adaptation. Chaque individu a donc une probabilité uniforme  $\frac{1}{P_{SIZE}}$  d'être sélectionné.

### Sélection par tournoi

Cette approche consiste à choisir aléatoirement un nombre ( $k$ ) d'individus dans la population et à sélectionner celui qui a la meilleure performance. Les individus qui participent à un tournoi sont remis ou sont retirés de la population, selon le choix de l'utilisateur. Avec le tournoi binaire, sur deux individus en compétition, le meilleur gagne avec une probabilité  $p \in [0, 5; 1]$ . Un exemple de sélection par tournoi est illustré à la figure 6.3.

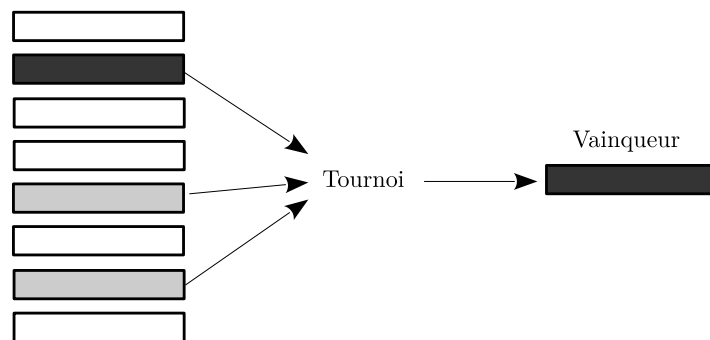


FIGURE 6.3 – Sélection par tournoi. Trois individus (deux en gris et un en noir) sont présélectionnés pour concourir entre eux : l'individu vainqueur (noir) sera celui sélectionné.

### Sélection stochastique universelle

Contrairement à la méthode de sélection par roulette où il faut réaliser  $P_{SIZE}$  tirages aléatoires pour sélectionner  $P_{SIZE}$  individus. La sélection stochastique universelle (*Stochastic Universal Selection SUS*) ne nécessite qu'un seul tirage pour choisir tous les parents d'une génération (Baker, 1987; Sareni, 1999). La sélection SUS donne plus de chance aux moins bons individus de participer à la phase de reproduction. Ainsi, les meilleurs individus ont toujours plus de chance d'être choisis. Afin de mieux visualiser ce processus, la figure 6.4 présente l'utilisation de l'algorithme de sélection stochastique universelle.

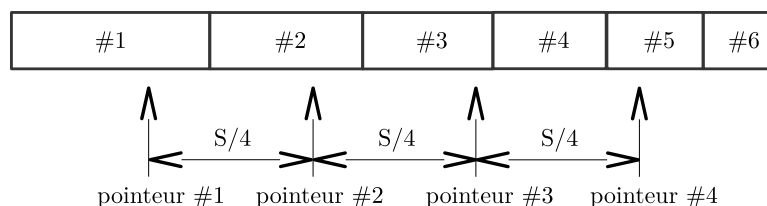


FIGURE 6.4 – Sélection par méthode SUS,  $P_{SIZE} = 6$  et  $N_{SEL} = 4$

Chaque individu de la population est associé à un segment d'une longueur égale à son fitness. L'ensemble des segments est placé de manière contiguë pour former une ligne de longueur égale à la somme des fitness, soit  $S = \sum_{k=1}^{P_{SIZE}} f(x_k)$ . Le nombre de pointeurs doit être égal au nombre d'individus à sélectionner ( $N_{SEL}$ ). Ces pointeurs sont également espacés entre eux d'une distance équivalente à  $N_{SEL}/S$ . Pour sélectionner ces individus, le premier pointeur se positionne aléatoirement dans l'intervalle  $[0, N_{SEL}/S]$ .

Il est à noter que cette sélection reproduit aussi les individus proportionnellement à leur fonction d'adaptation en éliminant le biais de la sélection par roulette.

### 6.3.5 Croisement

Le croisement (*crossover*) permet d'une part, de favoriser l'exploration de l'espace de recherche et d'autre part, d'enrichir la diversité de la population en manipulant les composantes des chromosomes. Habituellement, un croisement est fait avec deux parents et génère deux enfants. Il est appliqué avec une probabilité de croisement  $P_{cross}$ . Après la sélection de deux individus, nous générons un nombre aléatoire  $\alpha \in [0, 1]$ . Si  $\alpha \leq P_{cross}$ , nous appliquons l'opérateur de croisement sur les deux individus parents. Selon la littérature, plusieurs opérateurs de croisement sont proposés (Nearchou, 2004), mais nous ne citons que les croisements associés au codage par chaînes de bits, qui sont appelés les croisements à découpage de chromosomes (*slicing crossover*), dans les sections suivantes.

#### Croisement en 1-point

Il consiste à diviser chacun des chromosomes des deux parents en deux parties à la même position, choisie au hasard. On échange ensuite la partie inférieure du parent à l'enfant et à compléter les gènes manquants de l'enfant à partir de l'autre parent en maintenant l'ordre des gènes. La figure 6.5 présente un exemple illustratif de ce type de croisement.

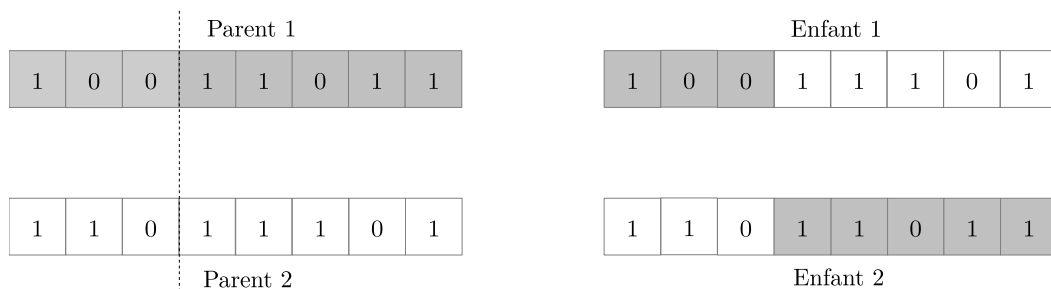


FIGURE 6.5 – Croisement en 1-point de deux chromosomes

#### Croisement en 2-points

Ce type de croisement est utilisé en choisissant aléatoirement 2 points de coupure pour dissocier chaque parent en 3 sous-chaînes. Les 2 sous-chaînes en extrémités pour le *Parent1* (respectivement *Parent2*) sont copiés à l'*Enfant1* (respectivement *Enfant2*). On



complète la partie restante de l'*Enfant1* par les éléments du *Parent2* et la partie restante de l'*Enfant2* par les éléments du *Parent1* en balayant de gauche à droite et en ne reprenant que les éléments non encore transmis. La figure 6.6 présente un exemple illustratif de ce type de croisement.

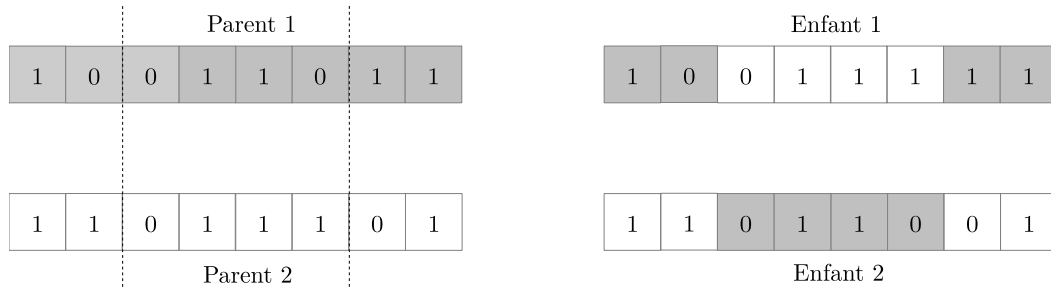


FIGURE 6.6 – Croisement en 2-points de deux chromosomes

D'autres opérateurs de croisement sont proposés dans la littérature comme le croisement PMX (*partial-mapped crossover*), OX (*order crossover*), CX (*cycle crossover*), JOX (*job-based order crossover*), ER (*edge recombination crossover*), etc.

### 6.3.6 Mutation

La mutation apporte aux algorithmes génétiques une diversité de la population nécessaire à l'exploration efficace de l'espace de recherche. Elle permet de quitter une convergence prématurée. Alors, le rôle de la mutation consiste à faire apparaître de nouveaux gènes dans un chromosome. Cet opérateur de mutation se fait avec une probabilité  $P_{mut}$  qui est généralement de faible valeur. Si un nombre ( $\beta$ ), généré aléatoirement, appartient à  $[0, P_{mut}]$ , nous appliquons l'opérateur de mutation sur cet individu. Il est également possible de prendre  $P_{mut} = 1/l$  où  $l$  est la longueur de la chaîne de bits codant notre chromosome, dans le cas d'un codage binaire. Les propriétés de convergence de l'algorithme génétique sont donc fortement dépendantes de cet opérateur sur le plan théorique. Comme pour les croisements dans l'article de Nearchou (2004), nombreuses méthodes de mutation ont été présentées dont nous citerons les plus connues :

- **Opérateur d'inversion simple** : cet opérateur consiste à choisir aléatoirement deux points de coupure et inverser les positions des gènes situées au milieu ;
- **Opérateur d'insertion** : cet opérateur consiste à sélectionner au hasard un gène et une position dans le chromosome à muter, puis à insérer le gène sélectionné dans la position choisie (figure 6.7).

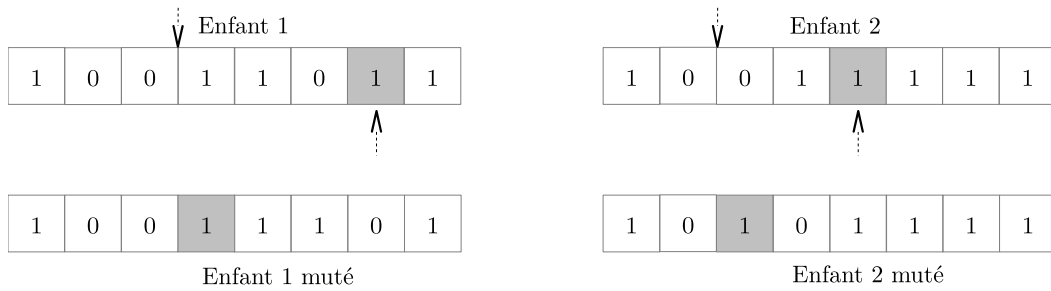


FIGURE 6.7 – Mutation : opérateur d'insertion

- **Opérateur d'échange réciproque** : Quant à la mutation par échange, elle consiste à sélectionner de manière aléatoire deux gènes d'un individu et à échanger les positions respectives des deux éléments choisis. À la figure 6.8, les troisième et sixième gènes sont choisis aléatoirement et inversés.

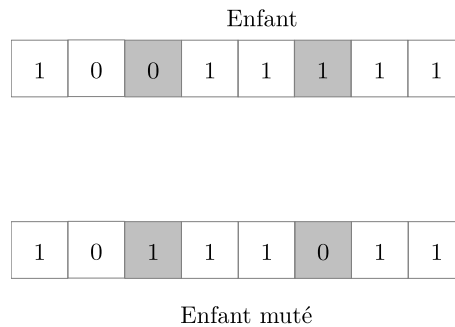


FIGURE 6.8 – Mutation : opérateur d'échange

- **Opérateur de *swap*** : cet opérateur a pour but de changer aléatoirement un gène de valeur 1 en 0 et vice versa d'un chromosome, avec une probabilité très faible, généralement comprise entre 0.01 et 0.001 (Holland, 1975; Goldberg, 1989). La figure 6.9 illustre la mutation faite par l'opérateur de *swap*. Le cinquième gène est sélectionné et inversé.

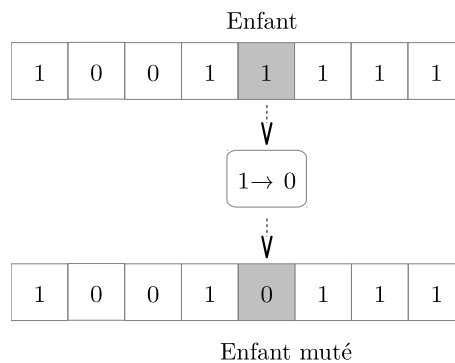


FIGURE 6.9 – Mutation : opérateur de *swap*

### 6.3.7 Insertion

Après la phase de mutation, on utilise une méthode d'insertion pour générer une nouvelle population. Les nouvelles solutions sont ajoutées à la population courante en remplacement (total ou partiel) des anciennes solutions. Généralement, les meilleures solutions remplacent les plus mauvaises et il en résulte une amélioration de la population. Lorsque la nouvelle population n'est constituée que des nouvelles solutions, l'algorithme génétique est dit générationnel. Plusieurs stratégies ont été présentées dans la littérature :

- **une première stratégie** consiste à choisir les  $P_{SIZE}$  individus à partir des  $P_{SIZE}$  enfants déjà créés par les opérateurs de croisement et mutation. Dans tel cas, les parents sont remplacés par les enfants mutés.
- **une autre stratégie** consiste à choisir les  $P_{SIZE}$  individus à partir des  $P_{SIZE}$  parents de la population précédente et de  $P_{SIZE}$  nouveaux enfants. A chaque itération, les individus ayant les meilleures *fitness* seront sélectionnés afin de créer des individus fils qui remplaceront les plus mauvais parents. Le reste d'individus survit et sera incorporé dans la nouvelle génération.
- **une stratégie d'élitiste**, consiste à conserver le(s) meilleur(s) individu(s) à chaque génération. L'objectif d'élitisme est d'éviter que les meilleurs individus soient perdus après les opérateurs de croisement et de mutation, pour la génération suivante. Après chaque évaluation de la performance des individus à une génération  $g$  donnée, les  $n_{elit}$  meilleurs individus de la génération précédente ( $g-1$ ) sont réintroduits dans la population courante si aucun des individus de la génération  $g$  n'est meilleur qu'eux.

### 6.3.8 Critère d'arrêt et convergence

Le critère d'arrêt de convergence joue un rôle très important dans le jugement de la qualité des individus. Afin de mettre fin à l'algorithme génétique, différents critères d'arrêt peuvent être utilisés. Dans le cas général, il est difficile de déterminer la condition d'arrêt, parce que les enfants ne sont pas toujours meilleurs que leurs parents. Le plus simple est de fixer un certain nombre de générations maximal après lequel la recherche d'une meilleure solution se termine.

Un autre critère d'arrêt peut aussi être utilisé. Celui-ci vérifie la création de nouvelles solutions plus performantes parmi la population. Ainsi, si le meilleur individu de la population cesse d'évoluer ou n'évolue plus suffisamment pendant un nombre donné de générations, on considère que l'algorithme a convergé et que cette meilleure solution est l'optimum de cette recherche.

Au cours de cette section, l'algorithme d'optimisation basé sur les principes des algorithmes génétiques a été présenté. Afin de valider la performance de cet algorithme, nous

nous proposons de l'évaluer sur un problème théorique connu dans la littérature et qui se rapproche, dans sa structure, à notre problème réel. Ce dernier sera présenté dans la section suivante

## 6.4 Vérification et validation des algorithmes génétiques

Dans cette section, on s'intéresse à la minimisation deux fonctions de tests utilisant l'algorithme génétique, pour fixer les idées. L'objectif est de trouver un vecteur optimal  $\vec{x}_{opt}$  de tel sorte que la fonction  $f_{obj}(\vec{x}_{opt})$  soit un minimum global de la fonction objectif  $f_{obj}$ , définie dans  $\mathbb{R}^n$  dans  $\mathbb{R}$ .

La fonction sphère (Rechenberg, 1973; DeJong, 1975), est une des fonctions objectifs les plus simples à résoudre, de part sa nature séparable (c'est-à-dire que les variables sont indépendantes et elle peut être réécrite comme la somme de fonctions d'une variable) et unimodale. La cavité du minimum est explicite, la représentation est d'allure parabolique. La fonction Sphère correspond à l'équation (6.10).

$$f_1(x) = \sum_{i=1}^D x_i^2 \quad (6.10)$$

où  $D$  désigne le nombre de dimensions du vecteur solution  $x$ . La figure 6.10a représente graphiquement la fonction sphère. L'espace de recherche est ici limité à  $[-5, 5]$  pour chaque variable  $x_i$ , la troisième composante est donc l'image de  $x$  par la fonction objectif ( $f_1(x)$ ). Dans ce domaine de recherche, de dimension ( $D = 2$ ), le minimum global est obtenu au point  $(x_1, x_2) = (0, 0)$ , pour lequel la fonction  $f_1(x)$  vaut zéro.

La fonction de Rosenbrock est une fonction unimodale, comme la fonction Sphère, mais non séparable au contraire de cette dernière. Elle a été introduite par Rosenbrock (1960). Elle est aussi connue habituellement sous le nom de fonction banane. La fonction présente un minimum global à l'intérieur d'une longue vallée étroite de forme parabolique. Trouver la vallée est trivial. Toutefois, la recherche d'une convergence vers le minimum global est un travail difficile. La fonction de Rosenbrock est définie par l'équation (6.11). :

$$f_2(x) = \sum_{i=1}^{D-1} \left[ 100 (x_{i+1} - x_i^2)^2 + (x_i - 1)^2 \right] \quad (6.11)$$

La figure 6.10b représente graphiquement la fonction Rosenbrock. L'espace de recherche de deux dimensions est limité à  $[-3, 3]$ , le minimum global est obtenu au point  $(x_1, x_2) = (1, 1)$ , pour lequel la fonction objectif  $f_2$  vaut 0

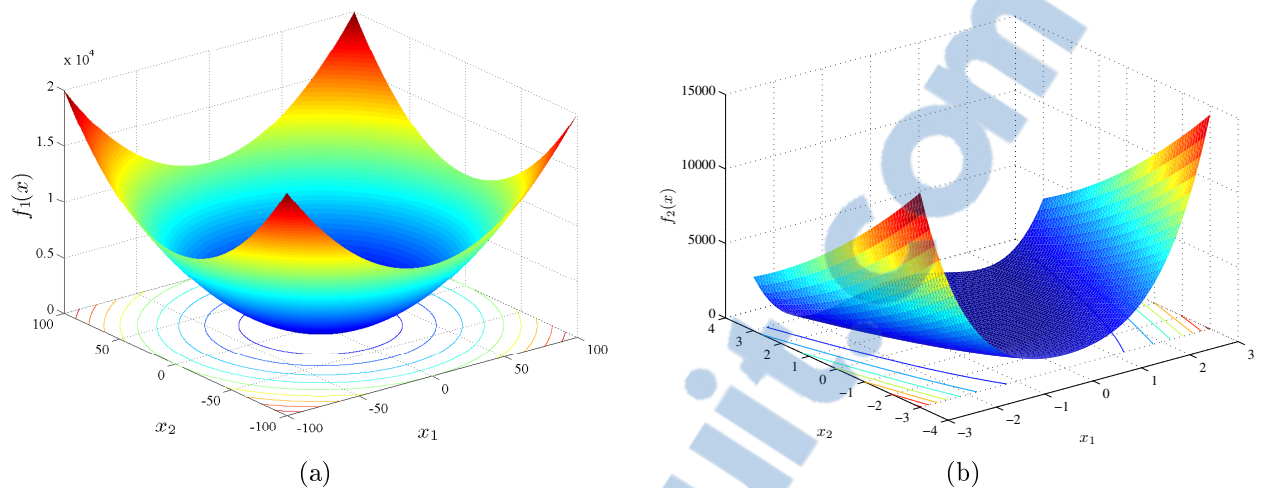


FIGURE 6.10 – Représentation des fonctions Sphère (a) et Rosenbrock (b)

Dans les problèmes d'optimisations de la fonction sphère et de la fonction Rosenbrock par l'algorithme génétique, les probabilités de croisement et de mutation sont respectivement  $p_{cross} = 0.8$  et  $p_{mut} = 0.2$ . Les chromosomes des individus sont codés en Gray. La longueur de codage adoptée pour chaque paramètre ( $x_i$ ) est habituellement à 10 bits qui est recommandée par DeJong (1975). La taille de la population est fixée à 10 et le nombre de générations à 50. L'algorithme est arrêté lorsque le nombre maximum de génération est suffisamment atteint. La méthode d'insertion par l'élitisme standard (préservation du meilleur individu) a été adoptée. Pour tenir compte de l'aspect stochastique de la recherche, vingt (20) tests sont effectués. Le nom de fonction test, la valeur minimale, la valeur maximale, la valeur moyenne des solutions optimales trouvées, de la fonction *objectif* sur l'ensemble des 20 tests et l'écart-type correspondant sont présentés dans le tableau 6.2. Il est à noter que le taux de réussite (ou taux de succès), correspondant au nombre de fois où l'algorithme a convergé est égal à 100%.

TABLE 6.2 – Résultats des simulations de l'optimisation des fonctions tests par AG

Fonction	Minimum $f_{obj}$	Maximum $f_{obj}$	Moyenne $f_{obj}$	Écart-type
Sphère	$2.0014 \times 10^{-9}$	$9.76658 \times 10^{-5}$	$6.00124 \times 10^{-6}$	$2.17769 \times 10^{-5}$
Rosenbrock	$5.97273 \times 10^{-7}$	$6.70551 \times 10^{-4}$	$1.57570 \times 10^{-4}$	$1.66398 \times 10^{-4}$

La répartition des deux individus ( $x_1; x_2$ ) dans l'espace de recherche de dimension  $D$  constitue des solutions optimales à l'optimisation de la fonction objectif. Cependant, le critère d'optimisation associé à la fonction test est généralement réalisé en choisissant la plus faible valeur de la fonction d'adaptation. En effet, après avoir exécuté l'algorithme génétique 20 fois, les meilleurs individus trouvés pour les fonctions sphère et Rosenbrock sont résumés dans le tableau 6.3. D'après les résultats de l'expérience, consignés dans

ce tableau, il est évident que l'algorithme génétique est un algorithme d'optimisation évolutionnaire plus performant.

TABLE 6.3 – Solutions optimales de l'optimisation par AG

$f$	Fonction	Espace de recherche	$x_{optimale} = (x_1; x_2)$	$Fitness$
$f_1$	Sphère	$[-100 \ 100]^2$	$x_1 = -1.84703 \times 10^{-5}$	$2.00140 \times 10^{-9}$
			$x_2 = -4.07461 \times 10^{-5}$	
$f_2$	Rosenbrock	$[-3 \ 3]^2$	$x_1 = 0.99924221$	$5.97273 \times 10^{-7}$
			$x_2 = 0.99846982$	

La figure 6.11 présente les courbes d'évolution individu au cours des 50 générations pour l'algorithme génétique appliqué à la minimisation des fonctions sphère et Rosenbrock. Cette figure représente la meilleur de la valeur de la fonction d'adaptation en fonction des générations de la population. Il est important de constater que l'algorithme génétique converge très rapidement vers l'optimum global. Pour chaque cas de test (Sphère et Rosenbrock), tous les individus de la population se regroupent respectivement en une solution unique dès la 16<sup>ème</sup> et la 18<sup>ème</sup> des générations. D'après les simulations réalisées, l'algorithme génétique donne de bons résultats.

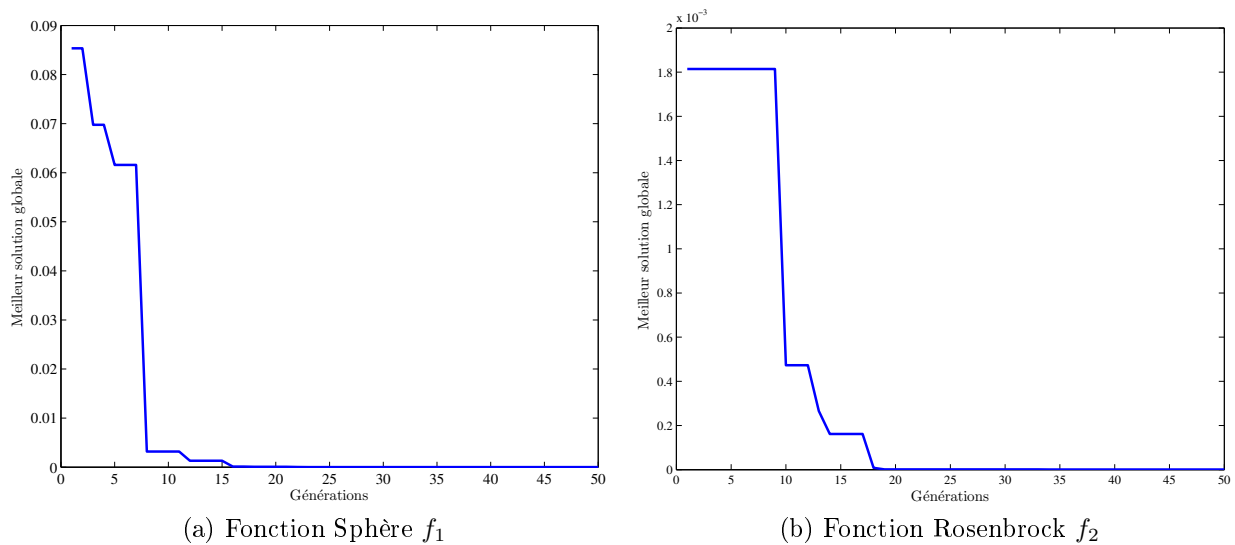


FIGURE 6.11 – Convergence de l'algorithme génétique pour les fonctions tests

## 6.5 Extension de l'algorithme génétique à l'optimisation du dimensionnement de l'hydrolienne à axe vertical

### 6.5.1 Problématique étudié

La performance d'une hydrolienne à axe vertical, avec pales droites (figure 6.12) est fortement liée au coefficient de puissance ( $C_P$ ). Par ailleurs, ce coefficient a une caractéristique non linéaire (très complexe) lors de la modélisation numérique de cette hydrolienne. L'optimisation de l'hydrolienne par rapport aux paramètres hydrauliques/géométriques n'est pas tout à fait un problème trivial. Par conséquent, le problème étudié dans la présente section est alors de déterminer les dimensions des paramètres géométriques et hydrauliques optimales de telle sorte que le coefficient de puissance de l'hydrolienne soit le plus grand possible.

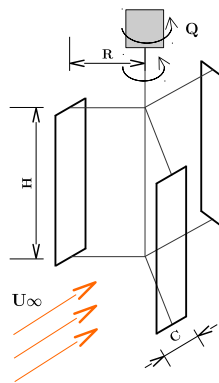


FIGURE 6.12 – Illustration d'une hydrolienne à axe vertical

La formulation du rendement dans l'équation (6.12) est obtenue en utilisant le modèle à tubes de courants multiples et deux disques actuateurs de l'hydrolienne à axe vertical. Une fois que les paramètres géométriques générés sont trouvés et en faisant appel à l'algorithme DMST pour évaluer le coefficient de puissance optimal correspondant.

$$C_P = \frac{BC}{4U_\infty^2 R} \frac{1}{N_\theta} \sum_{i=1}^{N_\theta} (W_{ui}^2 C_{tui} + W_{di}^2 C_{tdi}) \lambda \quad (6.12)$$

avec  $W_{ui}$  et  $W_{di}$  sont respectivement les vitesses relatives dans la zone demi-disque amont et aval, puis  $C_{tui}$  et  $C_{tdi}$  sont les coefficients des forces hydrodynamiques tangentielles amont et aval, respectivement à chaque tube de courant  $i$  ( $1 \leq i \leq N_\theta$ ). Ces paramètres sont déterminés par les équations suivantes (6.13;6.14;6.15;6.16) :

$$W_{ui} = \sqrt{(U_{ui} \sin(\theta))^2 + (U_{ui} \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (6.13)$$

$$W_{di} = \sqrt{(U_{di} \sin(\theta))^2 + (U_{di} \cos(\theta) + \omega R)^2} \quad (6.14)$$

$$C_{ti} = C_{Li} \sin(\alpha_i - \beta) + C_{Di} \cos(\alpha_i - \beta) \quad (6.15)$$

$$N_\theta = \frac{2\pi}{\Delta\theta} \quad \lambda = \frac{R\omega}{U_\infty} \quad \theta \in \{0, 2\pi\} \quad (6.16)$$

Puisque l'optimisation de l'hydrolienne est une optimisation non contraintes, alors la valeur de performances (fonction d'évaluation) est reliée directement à la fonction objectif ( $f_{obj}$ ). Dans notre cas, la fonction objectif est la maximisation du coefficient de puissance de l'hydrolienne. En effet, le problème de l'optimisation de cette hydrolienne à résoudre peut être formulé mathématiquement par l'équation (6.17).

$$\left\{ \begin{array}{l} \max(f_{obj}) = \max \left( -\frac{BC}{4U_\infty^2 R} \frac{1}{N_\theta} \sum_{i=1}^{N_\theta} (W_{ui}^2 C_{tui} + W_{di}^2 C_{tdi}) \lambda \right) \\ \vec{x}_{min} \leq \vec{x} \leq \vec{x}_{max} \end{array} \right. \quad (6.17)$$

avec  $\vec{x}$  est le vecteur représentant une solution (un individu) à ce problème qui est exprimé par l'équation (6.18), définie dans un domaine de recherche. Par ailleurs, les paramètres à contrôler de l'hydrolienne sont encadrés par les valeurs limites inférieures ( $\vec{x}_{min}$ ) et les valeurs limites supérieures ( $\vec{x}_{max}$ ) imposées.

$$\vec{x} = [\lambda, \beta, B, C, R, H]^T \quad (6.18)$$

### 6.5.2 Présentation d'un individu

Dans le problème de l'optimisation de l'hydrolienne, un individu représente une solution représentée par les six (6) paramètres à optimiser, à laquelle on associe une évaluation de sa qualité à la fonction d'adaptation (*fitness*). En effet, l'algorithme génétique utilisé dans cette optimisation est un algorithme faisant intervenir des individus. Chaque individu est composé des six chromosomes, eux-mêmes constituées des gènes qui contiennent plusieurs allèles. Les allèles sont les bits  $\{0, 1\}$  permettant de représenter l'information des variables réelles. La figure 6.13 permet de visualiser un individu et sa représentation dans le cadre de notre algorithme génétique. Une population est définie comme un ensemble de  $P_{SIZE}$  individus.

La taille des individus est constante, ce qui permet de rester dans le cadre classique des utilisations d'algorithmes génétiques (Holland, 1975).



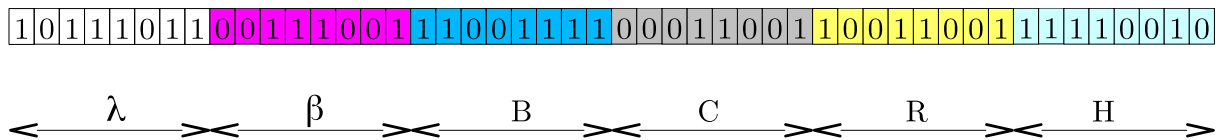


FIGURE 6.13 – Illustration chromosomique d'un individu

### 6.5.3 Codage des solutions

La conception d'un algorithme génétique pour l'optimisation de l'hydrolienne à l'axe vertical nécessite en premier lieu un bon codage des chromosomes. Plusieurs codages ont été utilisés dans l'algorithme génétique pour coder les paramètres. Pourtant, dans le cadre de l'optimisation de l'hydrolienne, nous avons choisi un codage binaire réfléchi. La figure 6.14 présente la transformation d'un paramètre ( $x_i$ ) encadré par ses valeurs extrêmes en un chromosome codé en gray.

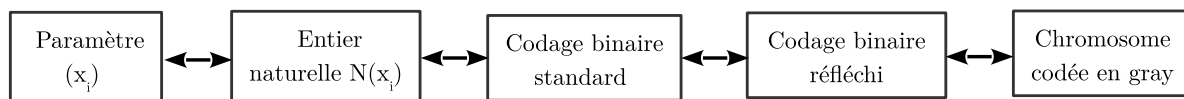


FIGURE 6.14 – Passage d'un paramètre en code gray

L'espace de recherche des paramètres est une fourchette des variables ( $\vec{x}$ ), donnée à l'équation (6.17). Chaque solution optimale sera codée par un individu de qualité optimale constitué des six (6) gènes (paramètres de l'hydrolienne à contrôler).

### 6.5.4 Algorithme d'optimisation de l'hydrolienne

L'algorithme génétique d'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical est décrit dans l'algorithme 6.2. L'objectif de cet algorithme est de déterminer les jeux de paramètres optimaux de l'hydrolienne à axe vertical, en maximisant la puissance récupérée. Tout d'abord, une population de taille  $P_{SIZE}$  donnée est générée d'une façon aléatoire, dans laquelle, chaque solution (individu) est représentée par  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H\}$ . Puis, pour chaque évaluation de variables d'optimisation, le coefficient de puissance de l'hydrolienne reste un inconnu à déterminer. La modélisation hydrodynamique de l'hydrolienne basée sur la méthode de DMST nous permet de calculer le coefficient de puissance. Le processus d'optimisation est arrêté lorsque le nombre maximum de générations est atteint. A la fin des générations de chaque exécution du programme, les meilleurs individus obtenus constituent les principaux paramètres géométriques et hydrauliques de l'hydrolienne à rechercher.

---

**Algorithme 6.2** Pseudo-code de l'algorithme génétique permettant la maximisation de l'hydrolienne

---

- 1 **Introduire** toutes les données (hydrolienne et AG)
  - 2 **Coder** les six solutions  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H\}$
  - 3 **Générer** uniformément aléatoire une population initiale de taille  $P_{SIZE}$
  - 4 **Évaluer** les  $P_{SIZE}$  individus de la population (équation 6.12)
  - 5 **Tant que** le critère d'arrêt non atteint **faire**
  - 6 **Sélection** : deux parents en favorisant les meilleurs pour la production
  - 7 **Croisement** : deux parents pour obtenir deux enfants de probabilité  $P_{cross}$
  - 8 **Mutation** : modifier aléatoirement les enfants de probabilité  $P_{mut}$
  - 9 **Évaluation** individus des enfants utilisant l'équation ( 6.12)
  - 10 **Insertion** : ajouter les individus des enfants dans la nouvelle population
  - 11 **Fin Tant que**
  - 12 **Retourner** la meilleure solution trouvée (paramètres optimaux)
- 

La figure 6.15 illustre la démarche globale adoptée pour l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical, en maximisant la puissance extraite. Il est important de préciser que les paramètres optimaux obtenus par l'algorithme génétique permettent d'obtenir une nouvelle configuration de l'hydrolienne. Dans la suite, en utilisant ces paramètres optimisés, d'une part, les paramètres imposés, d'autre part, la méthode DMST permet d'avoir un point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne.

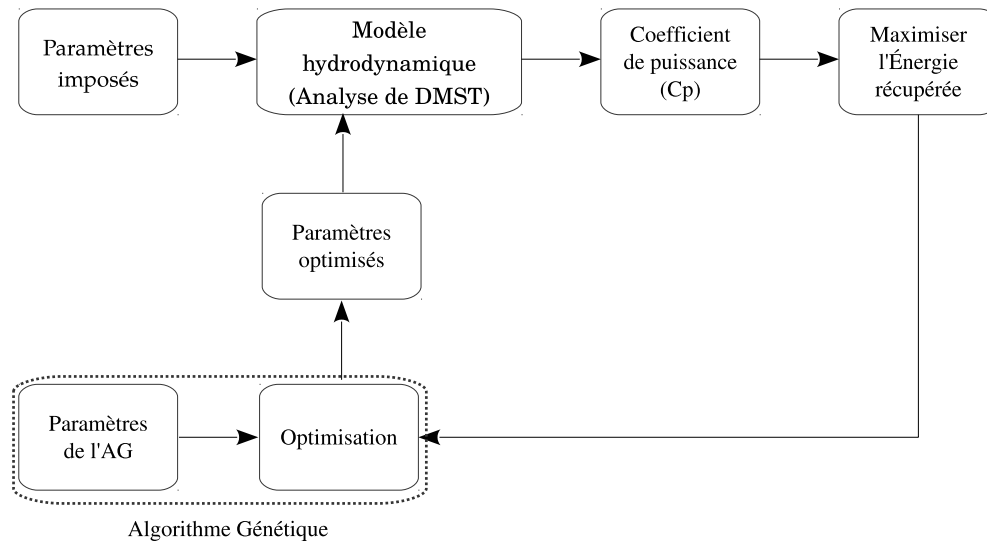


FIGURE 6.15 – Synoptique d'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par AG

## 6.6 Application de l’algorithme génétique à l’optimisation de l’hydrolienne à pales droites

Cette section est consacrée aux résultats obtenus suites à l’optimisation d’une hydrolienne à axe vertical à l’aide de l’algorithme génétique. La recherche des paramètres hydrauliques et géométriques qui maximisent le rendement énergétique de l’hydrolienne est réalisée en plusieurs exécutions du programme.

### 6.6.1 Paramétrage de l’algorithme génétique

Le tableau 6.4 montre la liste des paramètres de l’algorithme génétique et l’espace de recherche pour chaque variable de contrôle. Dans nos expérimentations, la condition d’arrêt est le nombre de générations à 50. La taille de la population est fixée à 10. Les paramètres sont codés sur 8 bits avec décodage binaire gray. Les probabilités de croisement et de mutation sont respectivement  $P_{cross} = 0.8$  et  $P_{mut} = 0.2$ . L’évaluation de la qualité des individus est réalisée par un programme de calcul à l’aide de l’équation (??). La constatation de Chevalier (2007) a montré que le changement de la méthode de sélection semble en fait ne pas avoir beaucoup des conséquences. Pour cette raison, dans la suite, nous utiliserons la sélection par roulette biaisé pour la reproduction des individus. Cependant, la présence d’élitisme paraît en revanche indispensable dans la stratégie d’insertion, afin d’obtenir une meilleure convergence.

TABLE 6.4 – Valeurs des paramètres de l’algorithme génétique appliquées à l’hydrolienne à pales droites

Paramètre	Désignation	Unité	Valeur
Taille de population	$P_{SIZE}$	[–]	10
Nombre de générations	$nb_{generation}$	[–]	50
Nombre d’exécutions de l’algorithme	$nb_{exec}$	[–]	30
Probabilité de croisement	$P_{cross}$	[–]	0.8
Probabilité de mutation	$P_{mut}$	[–]	0.2
Paramètre d’élitisme	$n_{elit}$	[–]	2
Dimension du problème	$D$	[–]	6
Paramètre d’avance	$[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$	[–]	[2.00, 3.00]
Angle de calage	$[\beta_{min}, \beta_{max}]$	[°]	[–3.00, 0.00]
Nombre de pales	$[B_{min}, B_{max}]$	[–]	[2, 6]
Longueur de corde	$[C_{min}, C_{max}]$	[mm]	[100, 200]
Rayon de la turbine	$[R_{min}, R_{max}]$	[mm]	[250, 600]
Hauteur de la turbine	$[H_{min}, H_{max}]$	[mm]	[500, 1200]

## 6.6.2 Résultats expérimentaux et discussions de l'optimisation

Étant donné que l'optimisation par l'algorithme génétique est un processus stochastique, la solution optimale peut varier d'un calcul à un autre, tout dépendant de son parcours lors de la recherche. Ainsi, afin de s'assurer de bons résultats, trente (30) exécutions du programme, en utilisant les mêmes paramètres, sont réalisés. Les résultats des simulations pour l'optimisation de l'hydrolienne en utilisant de l'algorithme génétique sont présentés dans le tableau 6.5.

TABLE 6.5 – Résultats de l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical par l'algorithme génétique

no	$\lambda$ [–]	$\beta$ [°]	$B$ [–]	$C$ [mm]	$R$ [mm]	$H$ [mm]	$C_P$ [%]
1	2.44	-2.39	3	137.36	547.04	766.36	30.05
2	2.13	-3.00	3	174.04	538.02	710.59	30.50
3	2.38	-2.36	4	111.49	530.14	528.61	30.01
4	2.20	-2.96	4	113.79	484.25	619.78	30.64
5	2.12	-2.44	3	162.31	484.50	729.25	30.06
6	2.18	-2.89	3	130.72	433.67	908.07	30.47
7	2.39	-2.89	3	137.89	500.44	700.41	30.48
8	2.27	-1.22	2	157.66	367.79	560.82	29.46
9	2.27	-2.97	3	154.18	590.52	506.44	30.32
10	2.10	-2.55	5	118.45	570.17	685.60	30.25
11	2.29	-2.80	3	116.95	425.34	757.85	30.43
12	2.74	-2.68	2	171.52	490.00	725.12	30.38
13	2.19	-2.65	4	113.65	473.92	1130.91	30.28
14	2.09	-2.54	5	118.45	570.18	685.61	30.24
15	2.58	-2.30	2	120.56	317.17	717.07	30.05
16	2.27	-2.50	3	167.80	598.61	514.21	30.22
17	2.81	-2.85	3	107.27	484.24	735.97	30.24
18	2.29	-2.82	3	158.62	577.25	597.25	30.46
19	2.11	-1.99	2	188.27	386.95	609.34	30.00
20	2.83	-2.71	3	137.29	549.62	849.06	29.87
21	2.33	-2.64	2	198.41	542.26	637.79	29.70
22	2.19	-2.62	5	103.91	546.97	1148.88	30.16
23	2.33	-2.81	4	125.53	578.43	917.39	30.39
24	2.35	-2.48	2	185.73	427.70	604.94	30.29
25	2.15	-2.07	4	103.70	435.51	684.08	29.91
<b>26</b>	<b>2.14</b>	<b>-2.89</b>	<b>3</b>	<b>198.63</b>	<b>588.99</b>	<b>1110.32</b>	<b>30.70</b>
27	2.54	-2.78	2	197.22	508.57	796.21	30.59
28	2.10	-2.73	3	198.53	574.72	590.07	30.57
29	2.9	-2.96	2	106.52	323.98	795.14	30.63
30	2.11	-1.71	4	146.35	583.25	687.62	29.57

La solution optimale trouvée sur 30 exécutions est la valeur moyenne du coefficient de puissance valant (30.23%). Par ailleurs, la meilleure solution trouvée par cet algorithme a

été mise en gras dans ce tableau. Dans ce cas, la meilleure solution correspond à la valeur du coefficient de puissance la plus élevée sur 30 exécutions. Nous avons constaté que cet algorithme reste très stable pendant sa convergence. De plus, la valeur de minimum et la valeur de maximum du coefficient de puissance sont respectivement de (29.46%) et (30.70%). En effet, l'écart-type ( $\sigma$ ) des fitness est relativement faible (0.3154) sur tests effectués.

Le tableau 6.6 présente les valeurs optimales de l'hydrolienne à pales droites utilisant l'algorithme génétique. De plus, l'écart-type des données est exposé de même que la solution optimale composée de la vitesse spécifique ( $\lambda$ ), de l'angle de calage ( $\beta$ ), du nombre de pales ( $B$ ), de la longueur de la corde ( $C$ ), du rayon de la turbine ( $R$ ) et de la hauteur de l'hydrolienne ( $H$ ).

TABLE 6.6 – Valeurs optimales des paramètres obtenues par AG

Paramètre	Optimale	Écart-type
Paramètre d'avance, $\lambda$ [-]	2.33	0.2352
Angle de calage, $\beta$ [°]	-2.60	0.4005
Nombre de pales, $B$ [-]	3	0.9371
Longueur de corde, $C$ [mm]	145	32.4666
Rayon de la turbine, $R$ [mm]	501	80.2859
Hauteur de la turbine, $H$ [mm]	734	169.7108
Coefficient de puissance, $C_P$ [%]	30.23	0.3154

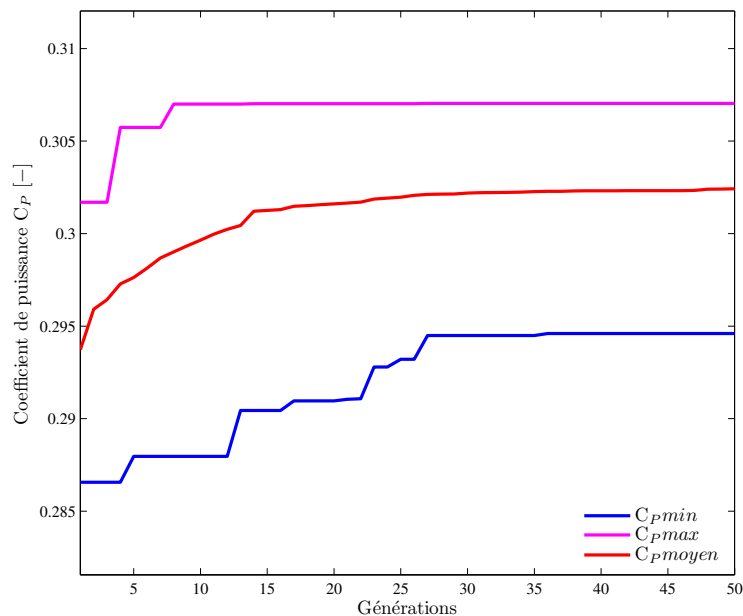


FIGURE 6.16 – Évolution du *fitness* de l'optimisation de l'hydrolienne à pales droites

La figure 6.16 montre le processus de convergence de l'algorithme génétique à la recherche du coefficient de puissance optimal de l'hydrolienne. Il est à rappeler que la convergence

de l'optimisation de l'hydrolienne vers l'optimum global est fortement dépendant de taille de la population et du nombre de générations. Selon la valeur moyenne du coefficient de puissance, cet algorithme d'optimisation a la capacité de converger vers la solution optimale pratiquement dès les 25<sup>ième</sup> premières générations pour les mêmes nombres des individus et générations. Par conséquent l'algorithme génétique a trouvé son succès à l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical, avec pales droites.

### 6.6.3 Analyse des performances de l'hydrolienne

La figure 6.17 montre les résultats correspondant à la simulation de l'algorithme de DMST, pour l'évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance, avec la nouvelle structure de l'hydrolienne optimisée à partir de l'algorithme génétique. Il est à noter que les paramètres optimaux de l'hydrolienne sont obtenus à l'issu de l'optimisation par l'algorithme génétique. L'algorithme de DMST permet de localiser précisément le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne au sommet de la courbe du coefficient de puissance ( $C_{p_{opt}} = 0.30$  et  $\lambda_{opt} = 2.2$ ). De plus, la solidité de la turbine correspondante est égal à (0.87). Dans le cas de la meilleure structure de l'hydrolienne, le coefficient de puissance moyen et le paramètre d'avance du fonctionnement de ce dispositif sont respectivement ( $C_{p_{max}} = 30,70\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.14$ ).

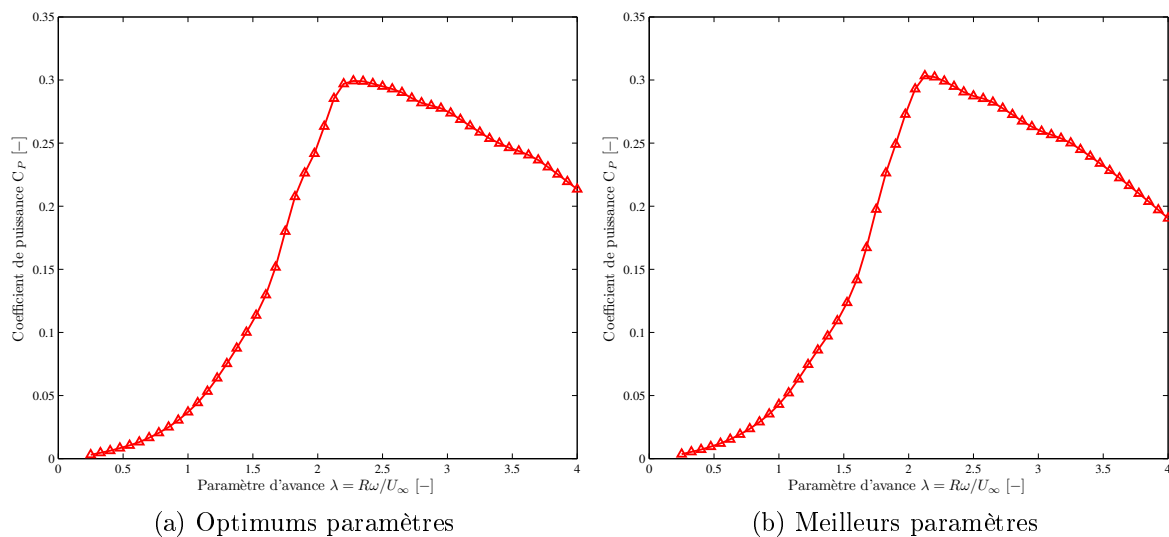


FIGURE 6.17 – Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales droites au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt}$ )

Pour le coefficient du couple instantané de la turbine, les oscillations sur une rotation complète est montrée dans la figure 6.17b. Il faut noter que cette courbe est tracée au rendement maximal de l'hydrolienne et à une vitesse des courants de  $1,5\text{ m/s}$ . La distribution instantanée du coefficient de couple présente une forme pétales périodique de période

$2\pi/3$ . Chaque période correspond à la distribution d'une pale. Cette figure permet d'identifier clairement les zones de récupérations d'énergie et les zones de freinage. La pale est motrice sur l'ensemble des positions azimutales, exceptés trois zones dans lesquelles la valeur du coefficient de couple atteint la valeur du minimum.

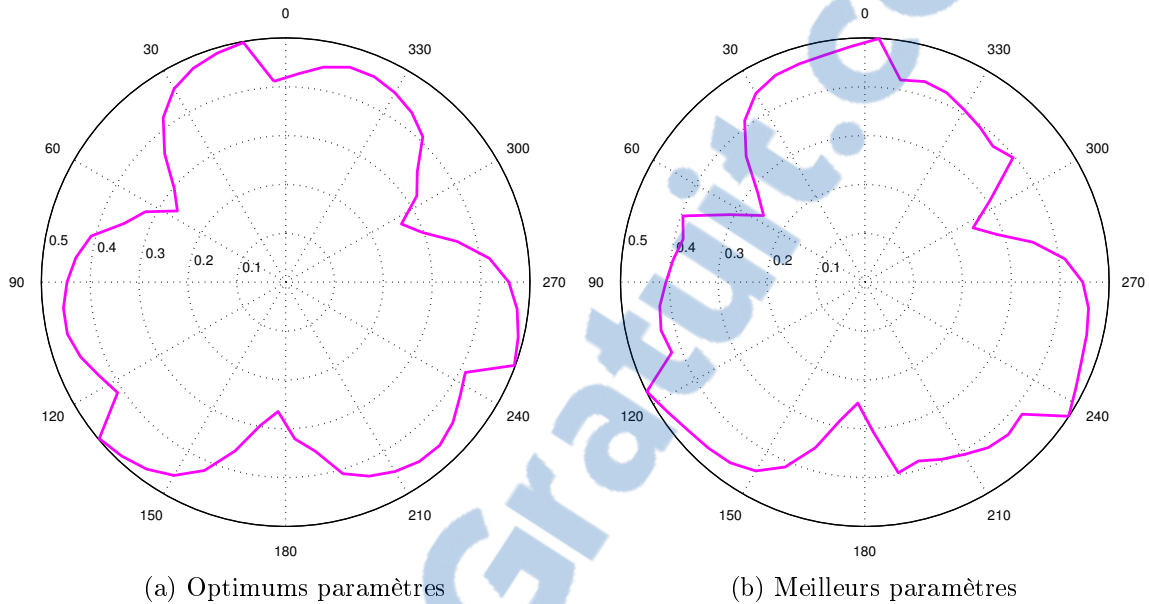


FIGURE 6.18 – Rosace du coefficient du couple de l'hydrolienne au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt}$ )

## 6.7 Application de l'algorithme génétique à l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

### 6.7.1 Paramétrage

Les paramètres de l'algorithme génétique sont identiques à ceux utilisés dans la section précédente, excepté l'espace de recherche de l'angle de couverture circonférentielle. En effet, le tableau 6.7 montre la liste des paramètres de l'algorithme génétique et l'espace des paramètres. La critère d'arrêt de l'algorithme est le nombre maximal de générations. La taille de la population est limitée à 10. Les paramètres sont codés sur 8 bits avec décodage binaire gray. Les probabilités de croisement et de mutation sont respectivement  $P_{cross} = 0.8$  et  $P_{mut} = 0.2$ . La sélection par roulette biaisée pour la reproduction des individus a été utilisée. Cependant, la présence d'élitisme paraît en revanche indispensable dans la stratégie d'insertion, afin d'obtenir une meilleure convergence.

TABLE 6.7 – Valeurs des paramètres de l’algorithme génétique appliquées à l’hydrolienne à pales hélicoïdales

Paramètre	Désignation	Unité	Valeur
Taille de population	$P_{SIZE}$	[–]	10
Nombre de générations	$nb_{generation}$	[–]	50
Nombre d’exécutions de l’algorithme	$nb_{exec}$	[–]	30
Probabilité de croisement	$P_{cross}$	[–]	0.8
Probabilité de mutation	$P_{mut}$	[–]	0.2
Paramètre d’élitisme	$n_{elit}$	[–]	2
Dimension du problème	$D$	[–]	6
Paramètre d’avance	$[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$	[–]	[2.00, 3.00]
Angle de calage	$[\beta_{min}, \beta_{max}]$	[°]	[–3.00, 0.00]
Nombre de pales	$[B_{min}, B_{max}]$	[–]	[2, 6]
Longueur de corde	$[C_{min}, C_{max}]$	[mm]	[100, 200]
Rayon de la turbine	$[R_{min}, R_{max}]$	[mm]	[250, 600]
Hauteur de la turbine	$[H_{min}, H_{max}]$	[mm]	[500, 1200]
Angle de couverture circonférentielle	$[\Delta\theta_{min}, \Delta\theta_{max}]$	[°]	[0, 120]

## 6.7.2 Résultats et discussions de l’optimisation

Dans cette section, l’objectif est de trouver la combinaison optimale de tous les paramètres  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H, \Delta\theta\}$  qui maximise l’énergie extraite de l’hydrolienne à pales hélicoïdales, décrit par l’équation (4.7). Plus la valeur de la fonction objectif des résultats est grande, la combinaison des paramètres est meilleure. En tenant compte le processus stochastique de l’algorithme génétique, trente (30) exécutions du programme sont réalisés. Les résultats des expérimentations numériques de l’optimisation de l’hydrolienne avec la méthode proposée sont présentés dans le tableau 6.8. Les valeurs en gras indiquent la meilleur configuration des dimensions physiques de l’hydrolienne à pales hélicoïdales parmi les solutions optimales trouvées.

Sur 30 exécutions, la solution optimale est la valeur moyenne de chaque paramètre. En effet, le coefficient de puissance optimal est de (30.70%). Par ailleurs, la meilleure solution correspond à la valeur du coefficient de puissance la plus élevée sur les exécutions. Nous avons constaté que cet algorithme reste très stable pendant sa convergence. En revanche, le temps de calcul en moyenne est assez élevé, de l’ordre de 708 secondes. Il est observé, à partir des résultats obtenus, la valeur de minimum et la valeur de maximum du coefficient de puissance sont respectivement de (28.87%) et (31.75%). L’écart-type ( $\sigma$ ) des fitness est relativement faible (0.3154) sur tests effectués.

Le tableau 6.9 présente les valeurs optimales des paramètres de l’hydrolienne à pales hélicoïdales  $\{\lambda, \beta, B, C, R, H, \Delta\theta\}$  obtenues par l’algorithme génétique. De plus, la déviation (l’écart-type) des données est également exposée dans ce tableau.



TABLE 6.8 – Résultats de l'optimisation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales par l'algorithme génétique

$N^{\circ}exec.$	$\lambda$ [-]	$\beta$ [°]	$B$ [-]	$C$ [mm]	$R$ [mm]	$H$ [mm]	$\Delta\theta$ [°]	$T$ [s]	$C_P$ [%]
1	2.24	-2.46	3	169	569	812	65	679	30.74
2	2.34	-1.86	3	108	407	569	113	494	30.54
3	2.48	-2.77	4	110	550	504	94	644	31.03
4	2.46	-1.18	3	120	477	586	30	1492	28.87
5	2.25	-2.97	4	138	600	908	70	857	30.83
6	2.25	-2.93	4	113	464	696	78	806	30.53
7	2.18	-2.87	4	105	434	596	89	961	30.82
8	2.58	-2.95	3	135	512	779	74	765	30.98
9	2.14	-2.99	3	189	576	648	109	609	31.61
10	2.23	-2.33	3	182	580	560	78	804	30.47
11	2.23	-2.95	4	132	586	811	71	824	30.94
12	2.16	-1.24	3	176	557	867	76	873	29.65
13	2.16	-2.54	3	163	540	1155	106	586	30.89
14	2.16	-2.82	4	112	460	1156	106	846	31.15
15	2.58	-1.15	4	110	573	904	117	513	29.40
16	2.04	-2.78	6	103	585	543	69	1354	30.63
17	2.33	-2.92	4	124	584	592	114	515	31.42
18	2.60	-1.74	3	121	518	684	93	460	30.17
19	2.67	-2.81	3	140	589	784	99	458	31.08
20	2.71	-2.98	3	107	448	806	86	660	31.00
21	2.26	-2.70	3	133	473	616	110	451	30.88
22	2.47	-2.58	2	183	448	811	62	668	30.97
23	2.04	-2.41	2	197	365	991	111	363	31.16
24	2.35	-1.76	3	126	432	1055	109	645	30.32
25	2.06	-2.67	3	112	326	943	88	585	31.18
<b>26</b>	<b>2.28</b>	<b>-2.66</b>	<b>3</b>	<b>168</b>	<b>563</b>	<b>1120</b>	<b>112</b>	<b>391</b>	<b>31.75</b>
27	2.22	-2.57	4	134	568	674	94	638	31.03
28	2.38	-2.79	4	114	546	629	94	807	31.15
29	2.28	-1,54	3	168	591	930	57	914	29.87
30	2.24	-1.12	3	109	380	761	109	583	30.00

La figure 6.19 montre le processus de convergence de l'algorithme génétique à la recherche du coefficient de puissance optimal de l'hydrolienne. Il est à rappeler que la taille de la population et le nombre de générations sont des facteurs influents sur la performance de l'algorithme génétique appliqué à l'hydrolienne. Une observation visuelle montre que, cet algorithme d'optimisation a la capacité de déterminer la solution optimale pratiquement dès les 20<sup>ième</sup> premières générations. Par conséquent, l'algorithme génétique a trouvé son succès à l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical, avec pales hélicoïdales.

TABLE 6.9 – Valeurs optimales des paramètres de l’hydrolienne à pales hélicoïdales obtenues par l’algorithme génétique

Paramètre	Solution optimale	Écart-type
Paramètre d’avance, $\lambda$ [-]	2.31	0.23
Angle de calage, $\beta$ [°]	-2.40	0.40
Nombre de pales, $B$ [-]	3	0.94
Longueur de corde, $C$ [mm]	137	32.47
Rayon de la turbine, $R$ [mm]	510	80.28
Hauteur de la turbine, $H$ [mm]	783	169.71
Angle de couverture circonférentielle, $\Delta\theta$ [°]	89	21.12
Temps de calcul, $T$ [s]	708	252.96
Coefficient de puissance, $C_P$ [%]	30.70	0.31

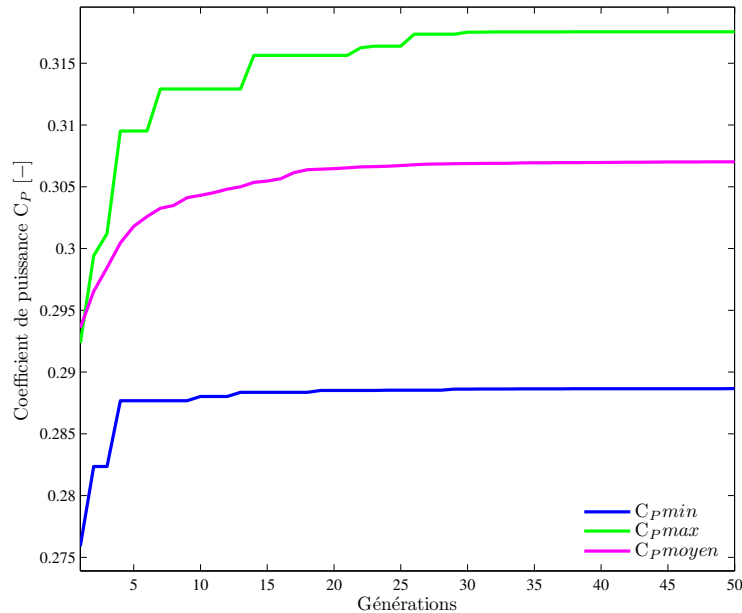


FIGURE 6.19 – Évolution du *fitness* de l’optimisation de l’hydrolienne à pales hélicoïdales

### 6.7.3 Analyse des performances de l’hydrolienne

Pour la nouvelle structure de l’hydrolienne à pales hélicoïdales optimisée, l’évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d’avance est présenté sur la figure 6.20a. En utilisant le code de calcul DMST, le coefficient de puissance et paramètre d’avance sont respectivement à  $C_{p_{opt}} = 30.24\%$  et  $\lambda_{opt} = 2.42$ . De plus, la solidité de cette turbine hydrolienne est égal à (0.8).

Pour le cas de la meilleure structure de l’hydrolienne, la distribution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d’avance est présentée sur la figure 6.20b. Le rendement énergétique maximal de ce dispositif est en effet atteint à 31,51%, au paramètre d’avance optimal de 2.27. Nous pouvons remarquer, en observant la figure 6.20, que l’hydrolienne

à structure optimale tourne plus vite que celle à meilleure configuration. Néanmoins, les deux courbes des coefficients de puissances sont quasiment superposées pour l'ensemble des paramètres d'avance considérés.

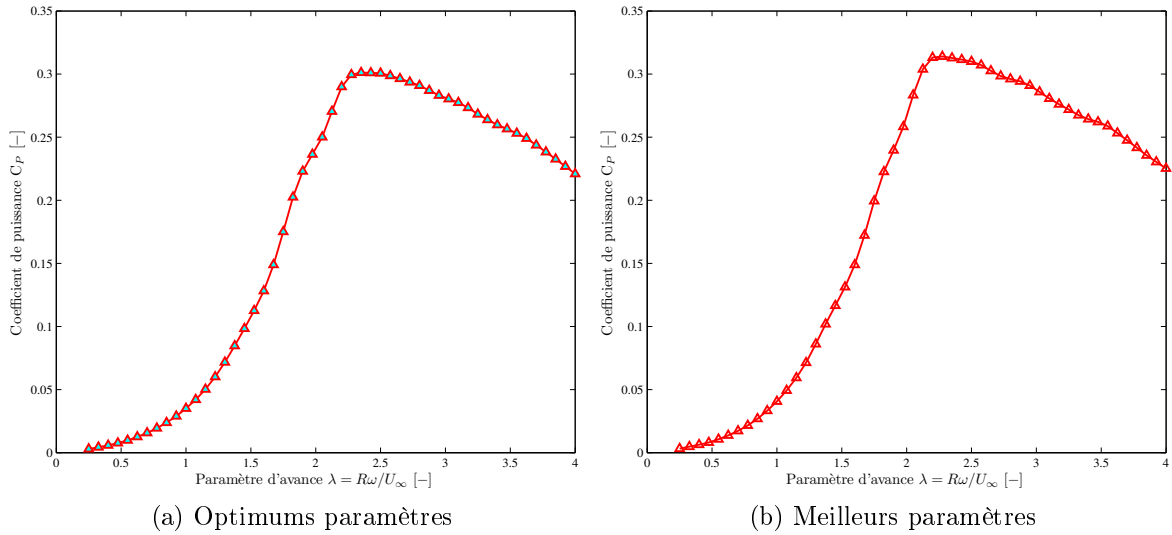


FIGURE 6.20 – Évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne à pales hélicoïdales

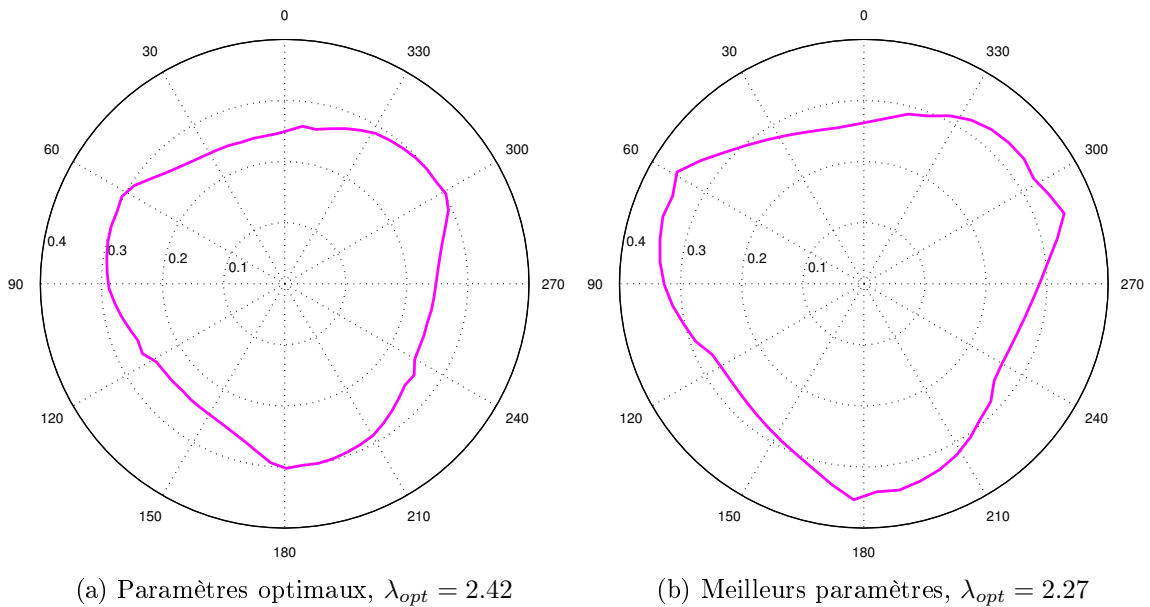


FIGURE 6.21 – Rosace du coefficient de couple de l'hydrolienne à pales hélicoïdales, au paramètre d'avance optimal

La figure 6.21 montre les résultats numériques du coefficient de couple instantané de l'hydrolienne à pales hélicoïdales, obtenus par la méthode DMST, dans le cas où les paramètres d'avance optimal réalisés. Nous avons observé que, la distribution du coefficient de couple présente une forme pétale périodique de période  $2\pi/3$ . Cette distribution est

relativement lisse pour les turbines proposées. En effet, les trois pales sont motrices sur l'ensemble des positions azimutales. De plus, le couple fourni par la meilleure configuration de l'hydrolienne est plus élevé que celui de la configuration optimale.

## 6.8 Comparaison de résultats de l'optimisation des hydroliennes

L'objectif de cette section est de comparer les performances des deux algorithmes proposés, appliqués aux problèmes d'optimisations des hydroliennes à flux transverse, munies des pales droites et hélicoïdales. Les valeurs optimales des dimensions physiques de l'hydrolienne à axe vertical sont obtenues par la maximisation du coefficient de puissance. Toutes expérimentations ont été réalisées en utilisant les mêmes paramètres imposés de l'hydrolienne. Le nombre de générations et nombre de particules (taille de la population) pour les deux algorithmes sont fixées à 50 et 10, respectivement. Dans les 30 exécutions, les deux algorithmes évolutionnaires s'arrêtent à la 50<sup>ème</sup> génération (itération).

### 6.8.1 Comparaison des performances entre les algorithmes PSO et AG

Afin de réaliser les comparaisons, nous sommes basés sur les résultats obtenus par l'algorithme génétique et l'algorithme de PSO. Le tableau 6.10 détaille les résultats de l'optimisation de l'hydrolienne en utilisant l'algorithme génétique et l'optimisation par essaim de particules. En particulier, ce tableau montre les résultats des coefficients des puissances (minimal, maximal et moyen) obtenus par chaque algorithme, ainsi que les dimensions optimales de l'hydrolienne à la fin de la génération, et le temps de calcul. Il est à noter que ce tableau présente les valeurs optimales obtenues par les deux méthodes proposées, sur 30 exécutions. L'intérêt de cette comparaison est de montrer que PSO donne des résultats encourageants par rapport à l'algorithme génétique concurrent.

Une étude attentive du tableau 6.10 montre que l'algorithme PSO obtient des meilleurs résultats que l'algorithme génétique. Par conséquent, dans ce tableau, nous pouvons remarquer que PSO obtient les plus grandes valeurs des coefficients de puissance (valeur minimale, valeur maximale, et valeur moyenne). De plus, PSO obtient aussi les plus petites valeurs de la longueur de corde et le rayon de la turbine. En revanche, l'algorithme génétique donne les petites valeurs de la hauteur de l'hydrolienne et le temps de calcul. Par ailleurs, les autres paramètres optimaux restent identiques pour les deux algorithmes.

L'algorithme d'optimisation par essaim de particules dans la recherche requiert un temps d'exécution faible par rapport à l'algorithme génétique pour trouver une meilleure solu-

tion optimale. Malgré l'inconvénient du temps de calcul, l'algorithme génétique permet d'assurer le meilleur individu à la fin de générations. Il faut remarquer que cette solution trouvée n'est pas la meilleure individu, car les algorithmes stochastiques peuvent améliorer la solution si plusieurs exécutions des programmes sont effectuées.

TABLE 6.10 – Comparaison des résultats obtenus par les algorithmes : AG et PSO

Paramètre	Pales droites		Pales hélicoïdales	
	AG	PSO	AG	PSO
Paramètre d'avance, $\lambda$ [-]	2.33	2.31	2.31	2.30
Angle de calage, $\beta$ [°]	-2.57	-2.92	-2.40	-2.95
Nombre de pales, $B$ [-]	3	3	3	3
Longueur de corde, $C$ [mm]	145	132	137	138
Rayon de la turbine, $R$ [mm]	501	482	510	500
Hauteur de la turbine, $H$ [mm]	734	884	783	888
Angle de couverture circonférentielle, $\Delta\theta$ [°]	-	-	89	95
Temps de calcul, $T$ [s]	338	203	708	622
Coefficient de puissance minimal, $C_{Pmin}$ [%]	29.46	29.80	28.87	30.86
Coefficient de puissance maximal, $C_{Pmax}$ [%]	30.70	30.80	31.75	32.10
Coefficient de puissance moyen, $C_{Pmoy}$ [%]	30.23	30.60	30.70	31.49
Écart-type de puissance moyenne, $\sigma$ [-]	0.31	0.25	0.64	0.39

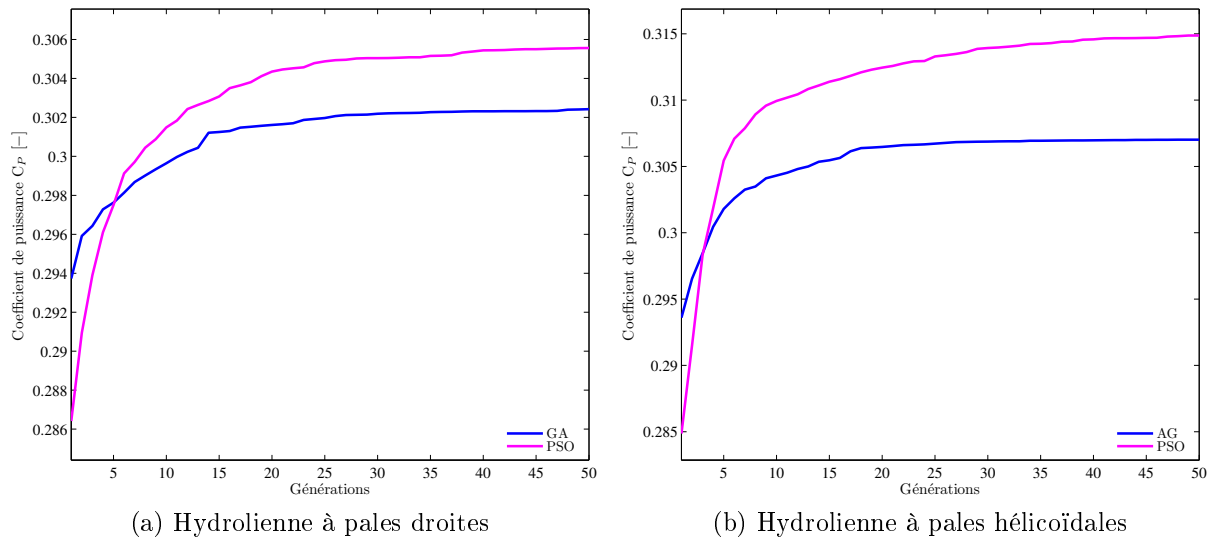


FIGURE 6.22 – Caractéristique de convergence de AG et PSO

Une comparaison entre les processus de l'optimisation conduisant aux résultats moyennés issus des deux algorithmes est montrée dans la figure 6.22. A la fin des générations, nous pouvons observer que les performances de l'algorithme PSO sont meilleures que celles de l'algorithme génétique, en termes du coefficient de puissance. Sur les 30 tests effectués, l'approche d'estimation des paramètres optimaux en utilisant la PSO a été

prouvée plus performante que celle utilisant l'AG, en terme de précision, mais aussi en terme de temps de calcul. D'ailleurs, globalement, le temps de calcul est proportionnel au nombre d'évaluations de la fonction objectif.

## 6.8.2 Comparaison des performances des hydroliennes

Les résultats des distributions des coefficients de puissance des hydroliennes optimisées par les deux algorithmes évolutionnaires, pour les deux pales étudiées, en fonction du paramètre d'avance sont résumés sur la figure 6.23. Ces résultats de prédiction des performances sont très semblables tant sur les hydroliennes à pales droites que sur les hydroliennes à pales hélicoïdales. Cependant, PSO prévoit une légère augmentation du coefficient de puissance par rapport à l'algorithme génétique. De plus, quelques différences des variations des coefficients de puissance sont observées au niveau des paramètres d'avance élevés, mais la tendance générale des courbes est identique.

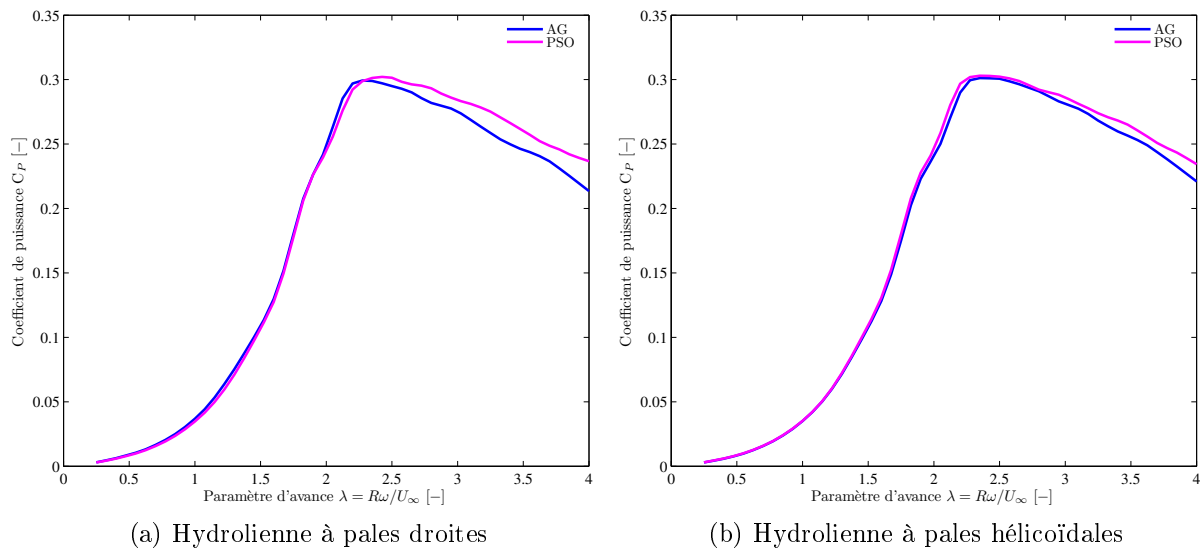
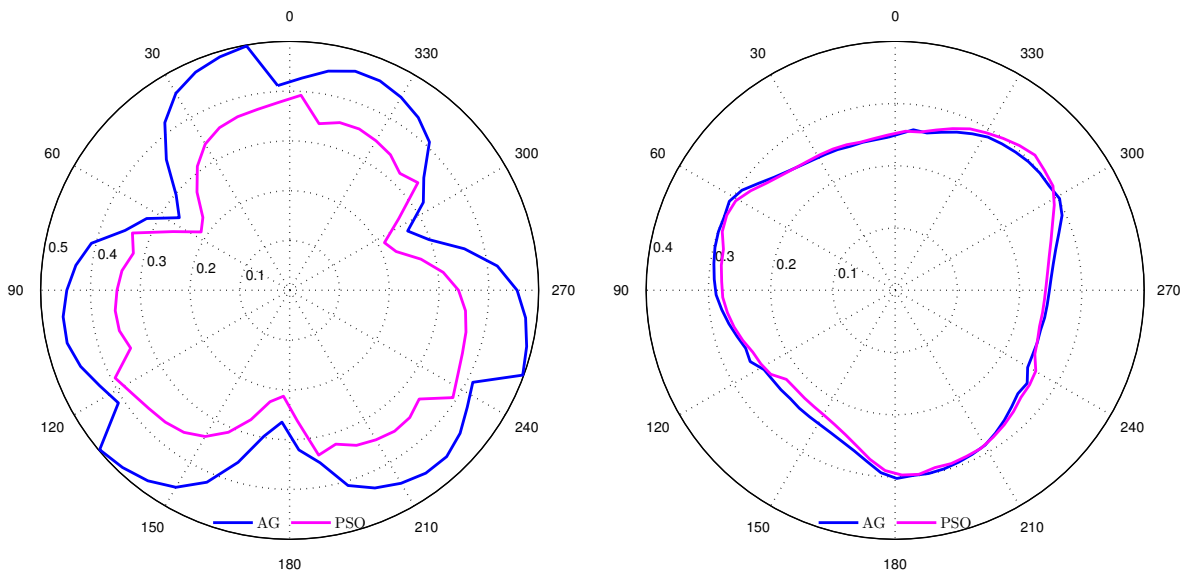


FIGURE 6.23 – Coefficients de puissance pour les deux hydroliennes optimisées par algorithme génétique et optimisation par essaim de particules,

Les rosaces du coefficient de couple des hydroliennes optimisées sont représentées sur la figure 6.24. Les résultats montrent que les deux algorithmes d'optimisation ne modifient pas les valeurs moyennes des coefficients du couple fourni par l'hydrolienne à flux transverse, avec pales hélicoïdales (figure 6.24b). Un angle de couverture circconférentielle important tend à lisser les variations de couple pendant la rotation de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. En effet, le lissage du couple permet d'améliorer la durée de fonctionnement de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. Par contre, des fluctuations et des légères différences des coefficients de couple sont observées pour l'hydrolienne à pales droites (figure 6.24a). Il est important de noter que l'amplitude des pétales de l'hydrolienne à pales droites optimisée

par PSO diminue de 20% par rapport à celle de l’algorithme génétique. De plus, le pétale de l’algorithme génétique est déphasé vers les positions azimutales plus faibles.



(a) Hydrolienne à pales droites,  $\lambda_{opt}(AG) = 2.20$ ,  $\lambda_{opt}(PSO) = 2.50$       (b) Hydrolienne à pales hélicoïdales,  $\lambda_{opt}(AG) = 2.42$ ,  $\lambda_{opt}(PSO) = 2.42$

FIGURE 6.24 – Coefficients de couple sur un tour pour les deux hydroliennes optimisées par algorithme génétique et optimisation par essaim de particules

## 6.9 Conclusion

Au cours de ce chapitre, la méthode d’optimisation de l’hydrolienne à axe vertical, basée sur l’algorithme génétique a été présentée. L’intérêt des algorithmes génétiques est de produire des solutions diversifiées notamment en utilisant des heuristiques telles les partages, en temps contrôlable. Les algorithmes génétiques ont été très largement utilisés dans plusieurs domaines et leur succès est dû en partie à la rapidité et la facilité d’implantation. Des opérateurs conventionnels de cet algorithme comme le codage, la sélection, le croisement et la mutation y ont été abordés. De plus, la fonction d’évaluation spécifiquement pour le problème de l’hydrolienne a été décrite. Cette algorithme essaie, à partir d’un critère de précision, de trouver la meilleur compromis entres les dimensions physiques de l’hydrolienne conduisant à un rendement hydrodynamique maximal.

Une fois que l’algorithme génétique est bien implanté dans le MATLAB, il est alors possible d’optimiser l’hydrolienne à axe vertical sous des contraintes des paramètres hydrauliques et géométriques. Comme toutes les heuristiques, plusieurs paramètres peuvent influencer la performance de l’algorithme génétique. Des expérimentations en algorithme génétique ont été faites, qui permettent de trouver une solution optimale de l’optimisation de l’hydrolienne. En effet, les valeurs optimales des paramètres pour les hydroliennes à

pales droites et à pales hélicoïdales obtenues par AG sont respectivement  $\{\lambda = 2.33, \beta = -2.60, B = 3, C = 145mm, R = 501mm, H = 734mm\}$  et  $\{\lambda = 2.31, \beta = -2.40, B = 3, C = 137mm, R = 510mm, H = 783mm, \Delta\theta = 89^\circ\}$ . Le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales droites est  $C_{Popt} = 30.23\%$  et le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales hélicoïdales est  $C_{Popt} = 30.70\%$ .

Plusieurs expériences numériques de l'optimisation des hydroliennes à axe vertical, avec des pales droites et hélicoïdales ont été réalisées. Les résultats obtenus ont démontré que l'algorithme PSO obtient de meilleurs résultats, en comparaison ceux obtenus par l'algorithme génétique. Le PSO reste un algorithme performant sur l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical. Il a également été observé que, d'un point de vu du temps de calcul, le PSO est intéressant.



# Conclusion générale

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du développement du dispositif de récupération des énergies cinétiques fluviales ou marines renouvelables. Les objectifs principaux de cette thèse ont été subdivisés en trois grandes catégories. La première contribution a été de développer les outils numériques permettant d'évaluer le comportement des hydroliennes à axe vertical, tant en termes d'évolution des coefficients de puissance, que de couple en fonction du paramètre d'avance. Le deuxième objectif était d'étudier la sensibilité des paramètres géométriques du dimensionnement afin d'améliorer les performances de l'hydrolienne à axe vertical, liées à l'utilisation des pales droites et hélicoïdales. Le dernier objectif a été porté sur l'optimisation de l'hydrolienne à axe vertical utilisant deux méthodes évolutionnaires, ce qui permet d'estimer les paramètres optimaux des dimensions.

Le premier chapitre expose une vision générale des développements et travaux en cours sur l'énergie hydroliennes marines et fluviaux. Dans une première partie, une synthèse de l'état de l'art des hydroliennes est présentée. Les principaux avantages d'une hydrolienne à axe vertical par rapport à celle à axe horizontal sont l'indépendance par rapport à la direction des courants et la simplicité du design. Du point de vue technologie, l'exploitation de l'énergie cinétique des courants marins et fluviaux sont majoritairement semblable à l'exploitation de l'énergie cinétique des vents. D'ailleurs, l'avantage majeur des hydroliennes par rapport aux éoliennes est la meilleure prédictibilité de la ressource. Une deuxième partie de ce chapitre décrit le fonctionnement et les principes de base de l'hydrolienne à axe vertical. La modélisation hydrodynamique de l'hydrolienne à axe vertical, mue par la portance, a été soigneusement détaillée. Dans cette approche, les performances de la turbine peuvent être évaluées par le coefficient de puissance et le coefficient du couple moteur. Le point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne est localisé à la zone de transition de la distribution du coefficient de puissance. Les variations de la vitesse d'incidence provoquent le décrochage dynamique permettant d'améliorer les performances de l'hydrolienne.

Le deuxième chapitre s'est porté sur les méthodes numériques de l'hydrolienne à axe vertical dans un écoulement homogène. Parmi toutes les approches numériques évoquées dans ce chapitre, le modèle à tubes de courants multiples et deux actionneurs a été retenu. De plus, la méthode numérique du DMST offre un bon compromis entre la précision et le

temps de calcul. Cette méthode repose sur la conservation de la quantité de mouvement, et décompose le volume balayé par les pales en tranches horizontales, qui sont divisées en plusieurs tubes de courant. Dans chaque tube de courant, deux disques actuateurs ont été utilisés pour l'approximation de la turbine dont un est placé en amont et un autre en aval sur la trajectoire de pale. Les parties amont et aval du disque repérées par l'angle azimutal sont traitées séparément dans chaque tube de courant pour déterminer les vitesses induites et les facteurs d'inductions amonts et aval. Cette méthode a permis de fournir la distribution du coefficient de puissance moyen en fonction de paramètre d'avance. Néanmoins, cette méthode ont en effet besoin de données des coefficients hydrodynamiques obtenues expérimentalement pour un profil à différentes incidences. De plus, la prise en compte du décrochage dynamique et les caractérisations du sillage d'une hydrolienne sont des défauts de cette approche.

Le troisième chapitre expose les résultats de l'étude de la méthode des tubes de courants multiples et deux actionneurs appliquée à l'hydrolienne à axe vertical avec des pales droites. La première partie de ce chapitre a présenté les performances de l'hydrolienne à 5 pales droites. Les résultats obtenus lors des expérimentations numériques sont très encourageants. D'ailleurs ces résultats numériques montrent une bonne concordance globale avec les résultats de simulation de l'hydrolienne libre trouvé dans la littérature. La deuxième partie de ce chapitre a présenté l'analyse de sensibilité des paramètres hydrodynamiques et géométriques, sur les performances de l'hydrolienne à axe vertical, munie des pales droites avec l'approche du DMST. Dans un premier temps, l'étude paramétrique de l'angle de calage a permis d'apporter à une amélioration significative des performances de l'hydrolienne. En effet, le coefficient de puissance passe de 27.94% à 28.30% quand l'orientation des pales varie de  $0^\circ$  à  $-5^\circ$ . Ensuite, l'influence de la solidité sur les performances de l'hydrolienne a été étudiée. L'augmentation de la solidité a un effet de diminuer la valeur du paramètre d'avance optimal. La plage de fonctionnement de la turbine se resserre. Enfin, il est apparu que les résultats obtenus au profil des pales NACA 0018 se sont avérés intéressants, comparé aux autres profils.

La caractérisation de l'influence des paramètres géométriques sur le comportement d'une hydrolienne à pales hélicoïdales a été effectuée dans le quatrième chapitre. Le rendement et le couple moyen généré par l'hydrolienne à flux traverse tripale diminuent significativement avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. Le point de fonctionnement optimal de cette hydrolienne varie très légèrement avec la variation de l'angle de couverture circulaire. L'augmentation de la solidité vu par le modèle provoque des fluctuations au niveau des couples en augmentant leurs valeurs moyennes. L'augmentation du nombre de pales permet de lisser le couple instantané généré par la turbine, en accentuant les interactions des pales et sillages. Les résultats expérimentaux ont permis de mettre en évidence l'influence de la hauteur de turbine sur son rendement et sur les fluctuations

d'efforts de traînée, même si les variations observées ne sont pas très significatives. Le résultat essentiel est que l'hydrolienne à pales hélicoïdales permet de corriger aux difficultés d'auto-démarrage et aux risques des vibrations, et de lisser le couple. En revanche, le caractère hélicoïdal des pales ne permet pas améliorer les performances de l'hydrolienne.

Le cinquième chapitre a été consacré sur l'application de l'algorithme d'optimisation par essaim de particules pour la détermination des paramètres de conception de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales droites donne les résultats satisfaisants. Les résultats obtenus correspondant au maximum du coefficient de puissance montrent que l'algorithme d'optimisation par PSO a permis d'optimiser les paramètres géométriques et hydrauliques de la turbine hydrolienne. Il en résulte que les valeurs optimales des paramètres pour les hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales obtenues par PSO sont respectivement de  $\{\lambda = 2.33, \beta = -2.91, B = 3, C = 132mm, R = 482mm, H = 884mm\}$  et  $\{\lambda = 2.30, \beta = -2.95, B = 3, C = 138mm, R = 500mm, H = 888mm, \Delta\theta = 95^\circ\}$ . De plus, les valeurs maximales du coefficient de puissance des hydroliennes à axe vertical, avec des droites et des pales hélicoïdales sont respectivement  $C_{Popt} = 30.60\%$  et  $C_{Popt} = 30.80\%$ . La configuration optimisée présente une extraction quasi optimale de l'énergie de courant en termes de coefficient de puissance et de coefficient du couple, utilisant la méthode DMST.

Enfin, le sixième et dernier chapitre s'intéresse plus particulièrement à l'optimisation de l'hydrolienne à flux transverse utilisant l'algorithme génétique. A partir de la modélisation numérique de l'hydrolienne, cette technique d'optimisation évolutionnaire a permis de trouver la meilleure combinaison des dimensions physiques de l'hydrolienne conduisant à un rendement maximal. Les valeurs optimales des paramètres pour les hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales obtenues par AG sont respectivement  $\{\lambda = 2.33, \beta = -2.60, B = 3, C = 145mm, R = 501mm, H = 734mm\}$  et  $\{\lambda = 2.31, \beta = -2.40, B = 3, C = 137mm, R = 510mm, H = 783mm, \Delta\theta = 89^\circ\}$ . Le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales droites est  $C_{Popt} = 30.23\%$  et le coefficient de puissance maximal de l'hydrolienne à pales hélicoïdales est  $C_{Popt} = 30.70\%$ . Des expérimentations numériques des hydroliennes, réalisées, ont montré que l'algorithme PSO obtient des résultats qui dépassent de manière très significative ceux obtenus par l'algorithme génétique. Le PSO reste un algorithme plus performant sur l'optimisation des hydroliennes à axe vertical tant sur la précision que le temps d'exécutions.

En perspectives, le présent manuscrit s'est borné à certaines hypothèses restrictives. La méthode DMST est potentielle et ne simule pas donc le décollement de la couche limite, le décrochage dynamique, et le sillage. L'utilisation d'un modèle semi-empirique est montrée intéressante mais il faut vraisemblablement adapter des constantes empiriques à chaque situation étudiée. Pour pallier cette limitation, la meilleure perspective est probablement l'utilisation de modèles numériques de résolution d'une version des équations

de Navier-Stokes. Il est fort probable que l'étude de l'influence de l'aspect tridimensionnel d'une hydrolienne donnerait des résultats et des conclusions différents par rapport au comportement hydrodynamique d'un point de vue bidimensionnel. En particulier, l'aspect hélicoïdal des pales est une problématique fondamentale.

Une autre perspective de ce travail serait de réaliser une étude de l'optimisation de l'hydrolienne à flux transverse, non seulement en maximisant la puissance récupérée, mais également en minimisant le coût de production afin de déterminer les paramètres optimaux. Pour cela, il serait intéressant de développer un algorithme d'optimisation bi-objectif.

# Bibliographie

- Abbott, I. & Doenhoff, V. (1959). *Theory of Airfoil Sections* (Second ed.). Dover Publication INC. 20, 177
- Abdelli, A. (2007). *Optimisation multicritère dd'un chaîne éolienne passive*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse. 100
- Abe, K., Nishida, M., Sakurai, A., Ohya, Y., Kihara, H., Wada, E., & Sato, K. (2005). Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 93, 951–970. 15
- Alaimo, A., Esposito, A., Messineo, A., Orlando, C., & Tumino, D. (2015). 3d cfd analysis of a vertical axis wind turbine. *Energies*. 92
- Amet, E. (2009). *Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus*. PhD thesis, Université de Grenoble. ix, 10, 13, 14, 15, 20, 35, 54, 77, 81, 83, 117
- Andreica, A. M. (2009). *Optimisation énergétique de chaînes de conversion - modélisation, commandes et réalisation expérimentales*. PhD thesis, Institut Polytechnique de Grenoble. ix, 7, 9, 14, 33
- Aumelas, V. (2011). *Modélisation des hydroliennes à axe vertical libre ou carénées : développement d'un moyen expérimental et d'un moyen numérique pour l'étude de la cavitation*. PhD thesis, Université de Grenoble. 26, 182
- Bahaj, A., Batten, W., & Mccann, G. (2007). Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 32(15), 2479–2490. 35
- Baker, J. E. (1987). Reducing bias and inefficiency in the selection algorithm. In *Proceedings of the Second International Conference on Genetic Algorithms and their Application*, (pp. 14–21)., Hillsdale, New Jersey, USA. Lawrence Erlbaum Associates. 135
- Beaudet, L. (2014). *Etude expérimentale et numérique du décrochage dynamique sur une éolienne à axe vertical de forte solidité*. PhD thesis, Université de Poitiers. 90, 95, 98

- Betz, A. (1920). Theoretical limit for best utilisation of wind by wind motors ; (das maximum der theoretischmöglichen ausnützung des windesdurch windmotoren). *Zeitschrift für das gesamte Turbinewesen, Heft 26*. 30
- Blackwell, B. (1974). The vertical-axis wind turbine : How it works. Technical report, Sandia Laboratories energy report. SLA-74-0160. 22
- Blackwell, B. F., Sheldahl, R. E., & Feltz, L. V. (1976). Wind tunnel performance data for the darrieus wind turbine with naca 0012 blades. Technical report, SAND76-0130, Sandia Laboratories. 64, 95
- Bossard, J. (2012). *Caractéristiques expérimentale du décrochage dynamique dans les hydroliennes à flux traverse par la méthode PIV : Comparaison avec les résultats issus des simulations numériques d'un carénage*. PhD thesis, Université de Grenoble. 5, 10, 11, 60, 116
- Brinck, D. & Jeremejeff, N. (2013). The developement of a vertical axis tidal current turbine. Master's thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, SE-100 44 Stockholm. 43
- Brochier, G., Fraunié, P., Béguier, C., & Paraschivoiu, I. (1986). Water channel experiments of dynamic stall on darrieus wind turbines blades. *Journal of Propulsion*, 2, 445–449. 33, 34
- Buhl, M. L. (2004). A new empirical relationship between thrust coefficient and induction factor for the turbulent windmill state. Technical report, CO :National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-500-36834. 43
- Burton, T. (2000). *Wind Energy Handbook*. John Wiley and Sons, LTD. England. 16
- Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., & Bossanyi, E. (2001). *Wind energy handbook*. New-York : John Wiley & Sons, Ltd. 43, 60
- Bäck, T. (1993). Optimal mutation rates in genetic search. In Forrest, S. (Ed.), *Proceedings of the 5th International Conference on Genetic Algorithms and Their Applications*, (pp. 2–9). Morgan Kauffmann Publishers. 132
- Carlisle, A. & Dozier, G. (2001). An off-the-shelf pso. In *Workshop Particle Swarm Optimization*, Indianapolis. 105
- Castelli, M. R. & Benini, E. (2011). Effect of blade inclination angle on a darrieus wind turbine. *Journal of Turbomachinery*, 134(3), 10. 031016. 90, 91, 98

- Castelli, M. R., Betta, S. D., & Benini, E. (2012). Effect of blade number on a straight-bladed vertical-axis darreius wind turbine. *International Scholarly and Scientific Research & Innovation*, 6(1), 256–262. 98
- Caux, C., Pierreval, H., & Portmann, M. (1995). Les algorithmes génétiques et leurs applications aux problèmes d’ordonnancement. *Revue d’Automatique de Productique et d’Informatique Industrielle*, 29, 409–443. 133
- Chaari, T. (2010). *Un algorithme génétique pour l’ordonnancement robuste : application au problème du flow shop hybride*. PhD thesis, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis. 127, 131, 133
- Chatterjee, A. & Siarry, P. (2006). Nonlinear inertia weight variation for dynamic adaptation in particle swarm optimization. *Computers and Operations Research*, 33, 859–871. 107
- Chevalier, C. (2007). *Conception et mise en oeuvre d’outils efficaces pour le partitionnement et la distribution parallèles de problèmes numériques de très grande taille*. PhD thesis, Université de Bordeaux I. 147
- Clerc, M. & Kennedy, J. (2002). The particle swarm - explosion, stability, and convergence in a multidimensional complex space. *IEEE Trans Evolutionary Computation*, 61, 58–73. 107, 108, 116, 121
- Consul, C., Willden, R., Ferrer, E., & McCulloch, M. (2009). Influence of solidity on the performance of a cross-flow turbine. In *Proceedings of 8th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. 93
- Cooren, Y., Nakib, A., & Siarry, P. (2008). Image thresholding using tribes, a parameter-free particle swarm optimization algorithm. In *Proceedings of the International Conference on Learning and Intelligent Optimization*, (pp. 81–94). Springer. 103
- Craciun, D. I. (2010). *Modélisation des équivalents dynamiques des réseaux électriques*. PhD thesis, Institut polytechnique de Grenoble. xi, 108
- Darrieus, G. (1931). Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current. *US Patent Office 1,835,018*. ix, 8, 9
- Deboev, I. (2009). *Modèle hybride de surface ctive pour l’analyse du comportement aérodynamique des rotors éoliens à pales rigides ou déformables*. PhD thesis, École Nationale Supérieur d’Arts et Métiers. 38, 41
- DeJong, K. (1975). *An Analysis of the behavior of a class of genetic adaptative systems*. PhD thesis, University of Michigan, Dissertation Abstracts International, 36(10), 5140B, University Microfilms No. 76-9381. 140, 141

- Dellinger, N. (2011). *Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux traverse*. PhD thesis, Université de Grenoble. ix, 11, 31, 60, 65
- Dréo, J., Péreowski, A., Siarry, P., & Taillard, E. (2003). *Métaheuristiques pour l'optimisation difficile*. 134
- Duncan, W. (1962). *An Elementary Treatise on the Mechanics of Fluids* (2nd ed.). Edward Arnold Ltd. 38
- Duquette, M. M., Swanson, J., & Visser, K. D. (2003). Solidity and blade number effects on a fixed pitch 50w horizontal axis wind turbine. *Wind Engineering*, 27(3), 299–316. 65
- Eberhart, R. & Shi, Y. (2000). Comparing inertia weights and constriction factors in particle swarm optimization. In *Proceedings of the Congression Evolutionary Computation*, (pp. 84–88). 104
- Eberhart, R., Simpson, P., & Dobbins, R. (1996). Computational intelligence pc tools. *Academic Press, Inc*, 121–223. 107
- Eberhart, R. C. & Shi, Y. (2001). Tracking and optimizing dynamic systems with particle swarms. In *Proceedings of the 2001 IEEE Congress on Evolutionary Computation*, (pp. 94–100)., Piscataway, NJ. IEEE Press. 107
- ElDor, A. (2012). *Perfectionnement des algorithmes d'Optimisation par Essaim Particulaire. Applications en segmentation d'images et en électronique*. PhD thesis, Université Paris-EST. 100, 104, 109, 110
- Elghali, S. E. B., Benbouzit, M. E. H., & Charpentier, J. F. (2007). Marine tidal current electric power generation technology : State of the art and current status. *IEEE IEMEDC*, 1408–1412. 4, 35
- Engelbrecht, A. P. (2007). Computational intelligence : An introduction. *John Wiley and Sons, Ch 16*, 289–358. 106
- Engelbrecht, A. P. & Bergh, F. V. D. (2002). A new locally convergent particle swarm optimiser. In *IEEE Conference on Systems, Man and Cybernetics*, Tunisia. 103
- Fujisawa, N. & Shibuya, S. (2001). Observation of dynamic stall on darrieus wind turbine blade. *Journal of wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 89, 201–214. 33, 34
- Gardeux, V. (2011). *Conception d'heuristiques d'optimisation pour les problèmes à grande dimension. Application à l'analyse de données de puces à ADN*. PhD thesis, Université de Paris-Est Créteil. 100



- Gherboudj, A. (2013). *Méthodes de résolution de problèmes difficiles académiques*. PhD thesis, Université de Constantine 2, Algérie. 105
- GIEC (2011). Rapport spécialcialcial sur les sources d'énergie renouvelable et l'atténuation du changement climatique. Technical report, Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat. 7
- Glauert, H. (1926). The analysis of experimental results in the windmill brake and vortex ring states of an airscrew. 1026. *ARCR R and M, 1026*. 43
- Glover, F. (1986). Future paths for integer programming and links to artificial intelligence. *Computers and Operations Research, 13*, 533–549. 101
- Godard, M., David, M., & Geonon, G. (2004). Optimisation d'une éolienne darrieus à pales droites, analyse du couple de démarrage et réalisation d'un prototype. In *Revue Scientifique des ISILF*, 18. 71
- Goldberg, D. (1989). *Genetic algortithm in search, optimization and machine learning*, volume 36. 128, 130, 138
- Gorlov, A. (1998a). Developpement of the helical reaction hydraulic turbine. Technical Report DOE/EE/15669-T1, DE-FGO1-96EE 15669. 88
- Gourières, D. L. (2008). *Les éoliennes : théorie, conception et calcul pratique* (2 ed.). 63
- Guillaume, C., Rémy, D., & Gilles, G. (2001). Une approche basée sur la simulation pour résoudre le problème du job shop périodique à contraintes linéaires. In *Proceedings d'une conférence Internationale de Modélisation et de Simulation*, (pp. 199 – 203)., Troyes, France. 130
- Hamed, M. (2013). Dispatching économique dynamique par utilisation de méthodes d'optimisations globales. Master's thesis, Université de Biskra, Algérie. 127
- Holland, J. (1975). Adaptation in natural and artificial systems. *The University of Michigan Press*. 134, 138, 144
- Homicz, G. F. (1991). Numerical simulation of vawt stochastic aerodynamic loads. produced by atmospheric turbulence : Vawt-sal code. Technical report, Sandia National Laboratories, SAND91-1124. 55
- Ippc, Edenhofer, O., & Pichs-Madgruga, R. (2011). Special report on renewable energy sources and climate change mitigation. In *Cambridge University Press*. ix, 5, 6
- Kennedy, J., Eberhart, R., & Shi, Y. (2001). Swarm intelligence. In *Morgan Kaufmann, San Francisco, CA, USA*. 107

- Kennedy, J. & Eberhart, R. C. (1995). Particle swarm optimization. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks IV*, (pp. 1942–1948)., Perth, Australia. 102, 104
- Khan, M., Bhuyan, G., Iqbal, M., & Quaicoe, J. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbine for river and tidal application : A technology status review. *Applied Energy*, 86(10), 1823 – 1835. ix, 10
- Kiho, S., Shiono, M., & Suzuki, K. (1996). The power generation from tidal currents by darrius turbine. *Renewable Energy*, 9(1-4), 1242–1245. 116
- Klimas, P. & Worstell, M. (1981). Effects of blade present pitch/offset on curved-blade darrius vertical axis wind turbine performance (sand-81-1762). Technical report, Sandia National Laboratories, Albuquerque. xi, 59, 78, 116
- Laneville, A. & Vittecoq, P. (1986). Dynamique stall : the chase of the vertical axis wind turbine. *Journal of solar Energy Engineering*, 108, 140–145. 33
- Maganga, F. (2011). *Caractérisation numérique et expérimentale des effets d'interaction entre une hydrolienne et le milieu marin*. PhD thesis, Université du Havre. x, 37
- McCroskey, W. J. (1981). The phenomenon of dynamic stall. Technical report, Nasa Technical Memorandum 81264. 33
- Menchaca, A. (2011). *Analyse numérique des hydrolienne à axes vertical muni d'un carénage*. PhD thesis, Université de Grenoble. 17, 32, 33, 116
- Mercier, G. (2014). *Modélisation de parcs d'hydroliennes à flux transverse avec une méthode d'équivalence*. PhD thesis, Université de Grenoble - INP. 10, 79
- Mitchell, J. (1999). An introduction to genetic algorithms. *The University of Michigan Press*. 134
- Mulugeta, B. A., Aleksandar, S., & qns S. Slobodan, K. D. (2013). Numerical and analytical investigation of vertical axis wind turbine. *FME Transactions*, 41, 49–58. Belgrad, Serbia. 39
- Munteanu, I., Bratcu, A., Cutululis, N., & Ceanga, E. (2008). *Optimal Control of Wind Energy Systems-Towards a Global Approach*. ISBN : 978-1-84800-079-7. 60
- Myeck, P. (2013). *Etude numérique et expérimentale du comportement d'hydroliennes*. PhD thesis, Université du Havre. xiii, 35, 181
- Nearchou, A. (2004). The effect of various operators on the genetic search for large scheduling problems. *International Journal of Production Economics*, 88, 191–203. 136, 137

- Niblick, A. L. (2012). *Experimental and Analytical Study of Helical Cross-Flow Turbines for a Tidal Micropower Generation System*. PhD thesis, University of Washington. 56, 78, 81, 86, 98
- Nishizawa, Y. & Ushiyama, I. (2006). The experimental study of helix-darrieus type wind turbine. *Journal of Japan Wind Energy Association (JWEA)*, 30(3), 100–104. 91
- O'Rourke, F., Boyle, F., & Reynolds, A. (2010). Tidal energy update 2009. *Applied Energy*, 87(2), 398–409. ix, 6
- Paraschivoiu, I. (2002). Wind turbine design : with emphasis on darrieus concept. *Polytechnic International Press, Canada*. 19, 31, 56
- Paraschivoiu, I. & Delclaux, F. (1983). Double multiple streamtube model with recent improvements. *Journal of Energy*, 7, 250–255. 36, 49
- Pawsey, N. (2002). *Development and Evaluation of Passive Variable-Pitch Vertical Axis Wind Turbine*. PhD thesis, University of New South Wales. 56
- Pierre, S. (2015). *Contribution au développement d'un concept d'hybridation énergétique : structures de commande d'un system intégré éolien-hydrolien*. PhD thesis, Université de Havre. 8, 35
- Ploesteanu, C. (2004). *Etude hydrodynamique d'une type d'hydrolienne à axe vertical pour les courants marins . Thèse de doctorat, , Décembre 2004*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble. 9, 13, 14, 36
- Rechenberg, I. (1973). Evolutionsstrategie : Optimierung technischer systeme nach prinzipien der biologischen evolution (evolution strategy : Optimization of technical systems according to the principles of biological evolution). *Frommann-Holzboog-Verlag, Stuttgart*. 140
- Reigler, H. (2003). Hawt versus vawt. *Refocus*, 44–46. 15
- Rosenbrock, H. H. (1960). An automatic method for finding the greatest or least value of a function. *The Computer Journal*, 3, 175–184. 140
- Sareni, B. (1999). *Méthodes d'optimisations multimodales associées à la modélisation numérique en électromagnétisme*. PhD thesis, École centrale de Lyon. 132, 135
- Sheldahl, R. & Klimas, P. (1981). Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines. Technical report, Sandia National Laboratories, U.S. 26, 85, 117

- Shi, Y. & Eberhart, R. C. (1999). Empirical study of particle swarm optimization. In *Proceedings of the Congress of Evolutionary Computation*, volume 3, (pp. 1945–1950). 106
- Shiono, M., Suzuki, K., & Kiho, S. (2000). An experimental study of the characteristics of a darrieus turbine for tidal power generation. *Electrical Engineering in Japan 132*, 3, 34–47. ix, 17, 64
- Shiono, M., Suzuki, K., & Kiho, S. (2002). Output characteristics of darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations. In *Proceedings of The Twelfth (2002) International Offshore and Polar Engineering Conference*, (pp. 859–864)., Kitakyushu, Japan. 86, 90, 91, 95, 117
- Strickland, J. (1975). The darrieus turbine : A performance prediction model using multiple stream tubes. Technical Report SAND75-041, Sandia National Laboratories, Albuquerque. 36, 46, 49, 94
- Strickland, J., Webster, B., & Nguyen, T. (1979). A vortex model of the darrieus turbine : an analytical and experimental study. *Journal of Fluids Engineering*, 101, 500–505. 56
- Suganthan, P. N., Hansen, N., Liang, J. J., Deb, K., Chen, Y. P., Auger, & Tiwari, S. (2005). Problem definitions and evaluation criteria for the cec 2005 special session on real parameter optimization 2005. Technical report, Nanyang Technological University, Singapore. 109
- Talukder, S. (2011). Mathematical modelling and application of particles swarm optimization. Master's thesis, Blenkinge Institute of Technology. 106
- Templin, R. J. (1974). Aerodynamic performance theory for the nrc vertical-axis wind turbine. Technical report, National Aerodynamic Establishment Laboratory, National Research Council, Canada. LTR-LLA-160. 36, 45, 49
- Tsai, J.-S. & Chen, F. (2014). The conceptual design of a tidal power plant in taiwan. *Marine Science and Engineering*, 506–533. xi, 85
- Tu, Z. G. & Yong, L. (2004). A robust stochastic genetic algorithm (stga) for global numerical optimization. *IEEE Trans. Evol. Comput.*, 8(5), 456–470. 109
- Twidell, J. & Weir, A. D. (2006). *Renewable Energy Resources* (2nd ed.). London : Taylor & Francis. 64, 116
- Wilson, R. & Lissman, P. (1974). Applied aerodynamics of wind power machines. Technical report, Oregon State University. 15

Zanette, J. M. (2010). *Hydroliennes à flux traverse : contribution à l'analyse de l'interaction fluide-structure*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble. ix, x, 13, 25, 28

# Annexe A

## Formulation théorique des équations de la mécanique des fluides

### A.1 Rappels des équations de Navier-Stokes

Les équations de la mécanique des fluides s'obtiennent en appliquant les principes fondamentaux de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (QDM) et de l'énergie. En appliquant ces principes physiques sur un élément infinitésimal, on obtient le système d'équations de Navier-Stokes. En supposant le fluide newtonien et en adoptant la notation indicielle, on obtient :

— Conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{A.1})$$

— Conservation de la QDM :

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{A.2})$$

— Conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho E u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-u_j P - q_j + u_i \tau_{ij}) \quad (\text{A.3})$$

Les forces de gravité ne sont pas prises en compte et on suppose que le fluide n'est sollicité par aucune force externe. Pour un fluide newtonien isotrope, le tenseur des contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  est défini par :

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} = \mu \left[ \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (\text{A.4})$$

où  $S_{ij}$  est le déviateur du tenseur des contraintes :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{A.5})$$

L'énergie totale  $E$  et le flux de chaleur  $q_j$  sont respectivement égaux à

$$E = e + \frac{u_k u_k}{2} \quad (\text{A.6})$$

$$q_j = -k \frac{\partial T}{\partial x_j} = -C_p \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} = -k C_V \frac{\partial e}{\partial x_j} = -\frac{\gamma \mu}{Pr} \frac{\partial e}{\partial x_j} \quad (\text{A.7})$$

avec  $e$  l'énergie interne par unité de masse,  $Pr$  le nombre de Prandtl,  $k$  la conductivité thermique,  $T$  la température et  $\gamma = C_p/C_V$ .

Ce système d'équation fait intervenir 7 inconnues  $\{\rho, u_1, u_2, u_3, P, e, T\}$ , appelées variables primitives, pour 5 équations. En supposant un écoulement de gaz parfait, on ajoute 2 équations d'état pour fermer le système  $P = \rho r T = (\gamma - 1) (\rho E - \rho \frac{u_k u_k}{2})$  et  $e = C_V T$ . Dans les conditions de fonctionnement de l'hydrolienne à axe vertical considérée, plusieurs hypothèses peuvent être formulées. Le nombre de Mach est constamment très faible, donc on peut supposer l'écoulement incompressible (eau liquide). On aura donc  $\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0$ ,  $\rho = cst$  et on suppose que l'écoulement est monophasique sans variation de température ( $\mu = cst$ ). En omettant l'équation de l'énergie interne, les équations de Navier-Stokes pour un fluide newtonien incompressible en trois dimensions se réduisent à :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{array} \right. \quad (\text{A.8})$$

où  $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide, définie à partir de la viscosité dynamique  $\mu$  et de la masse volumique  $\rho$  par  $\nu = \mu/\rho$ .

La résolution directe du système d'équations (A.8) est possible avec la simulation numérique directe (DNS), mais très coûteuse. La DNS requiert ainsi des capacités de calcul très importantes, inaccessibles actuellement par des écoulements complexes. Toutefois, d'autres méthodes de simulations moins coûteuses faisant intervenir plus de modélisations existent, à savoir RANS (*Reynolds Average Navier Stokes*) utilisant une approche statistique et la méthode de simulation des grandes échelles (*Large Eddy Simulation*, LES).

## A.2 Équations de Navier-Stokes moyennées

Les écoulements turbulents où les nombres de Reynolds plus élevés sont caractérisés par des champs de vitesses fluctuants. Ces fluctuations pouvant être de petite échelle et de haute fréquence, la résolution directe des équations de Navier-Stokes, pour des écoulements turbulents, est trop coûteuse en temps de calcul. Alternativement, les équations du mouvement peuvent être moyennées dans le temps. Selon Osborne Reynolds en 1894,

les variables du système sont décomposées en une partie moyenne dans le temps et une partie fluctuante. Les vitesse et pression sont traitées comme des grandeurs statistiques. Par exemple pour la vitesse de l'écoulement, on pose  $\langle u \rangle$  la partie moyenne et  $u'$  la partie fluctuante :

$$u = \langle u \rangle + u' \text{ avec } \langle u \rangle = \frac{1}{T} \int_T u dt \text{ et } \langle u' \rangle = 0 \quad (\text{A.9})$$

En appliquant un opérateur moyenne aux équations de Navier-Stokes (A.8), on obtient le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} \langle u_j \rangle = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle P \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) - \langle u'_i u'_j \rangle \right] \end{cases} \quad (\text{A.10})$$

$$R_{ij} = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle = \mu_k \left( \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} \quad (\text{A.11})$$

L'équation de mouvement moyennée fait apparaître un nouveau paramètre appelé tenseur des contraintes de Reynolds  $R_{ij}$ . Ce tenseur contient six inconnues supplémentaires et crée un problème de fermeture du système. Le tenseur de Reynolds est fonction de l'énergie cinétique turbulente ( $k$ ) et de viscosité cinématique turbulente ( $\mu_t$ ). Pour les modéliser, des équations supplémentaires données pour un modèle de turbulence sont nécessaires.



## Annexe B

# Coefficients hydrodynamiques des profils NACA 4chiffres

Le profil hydrodynamique NACA 00XX (*National Advisory Committee for Aeronotics*) est symétrique, dont 00 indiquant qu'il n'a pas de cambrure. Le nombre XX indique que la pale a une épaisseur maximale correspondant à XX% de la longueur de la corde ( $C$ ) de la pale. L'équation caractéristique d'un profil symétrique NACA 00XX définie par Abbott & Doenhoff (1959) est donnée par l'équation suivante :

$$y_A = \pm \frac{t}{20} \left( 0.29690 (x_A)^{1/2} - 0.12600x_A - 0.35160x_A^2 + 0.28430x_A^3 - 0.10150x_A^4 \right) \quad (\text{B.1})$$

où  $x_A$  est une valeur sans dimension de la position le long de corde allant de 0 à 1 ( $x_A = x/C$ ) ;  $t$  est l'épaisseur maximale du profil en pourcentage de la corde ;  $y_A$  est une demi-épaisseur normalisée par rapport à la longueur de la corde ( $y_A = y/C$ ) ; Les épaisseurs respectives des cinq profils illustrés dans la figure B.1 sont donc de 12, 15, 18, 21 et 25 %. Habituellement, les profils NACA à 4 chiffres ont une épaisseur maximale à environ 30 % de corde du bord d'attaque.

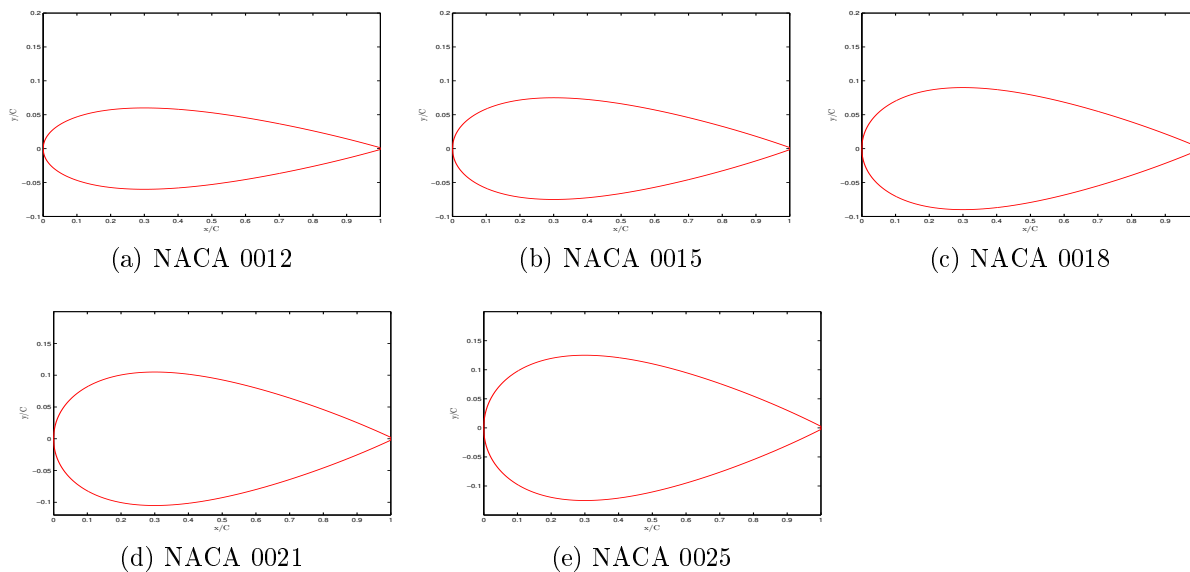


FIGURE B.1 – Profils hydrodynamiques des pales NACA 0012/15/18/21/25

Les tableaux suivantes montrent les coefficients hydrodynamiques des profils NACA 4 chiffres obtenus par les données de SANDIA pour le nombre de Reynolds  $5E6$ .

TABLE B.1 – Coefficients hydrodynamiques de profil NACA0012 pour  $Re = 5E6$

$\alpha [deg]$	$C_L$	$C_D$	$\alpha [deg]$	$C_L$	$C_D$	$\alpha [deg]$	$C_L$	$C_D$
0	0.00	0.0064	20	0.8233	0.297	90	0.7	1.8
1	0.11	0.0064	21	0.8327	0.32	95	-0.7	1.78
2	0.22	0.0066	22	0.8563	0.344	100	-0.22	1.75
3	0.33	0.0068	23	0.8903	0.369	105	-0.37	1.7
4	0.44	0.0072	24	0.9295	0.394	110	-0.51	1.635
5	0.55	0.0076	25	0.9718	0.42	115	-0.625	1.555
6	0.66	0.0081	26	1.0193	0.446	120	-0.735	1.465
7	0.77	0.0086	27	1.068	0.473	125	-0.84	1.35
8	0.88	0.0092	30	0.915	0.57	130	-0.91	1.225
9	0.99	0.0098	35	1.02	0.745	135	-0.945	1.085
10	1.1	0.0106	40	1.075	0.92	140	-0.945	0.925
11	1.1842	0.0118	45	1.085	1.075	145	-0.91	0.755
12	1.2673	0.013	50	1.04	1.215	150	-0.85	0.575
13	1.3242	0.0143	55	0.965	1.345	155	-0.74	0.42
14	1.3423	0.0159	60	0.875	1.47	160	-0.66	0.32
15	1.3093	0.0177	65	0.765	1.575	165	-0.675	0.23
16	1.2195	0.0198	70	0.65	1.665	170	-0.85	0.14
17	1.0365	0.0229	75	0.515	1.735	175	-0.69	0.055
18	0.9054	0.148	80	0.37	1.78	180	0.00	0.025
19	0.8412	0.274	85	0.22	1.8			

TABLE B.2 – Coefficients hydrodynamiques des profils NACA0015/18 pour  $Re = 5E6$

$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$	$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$	$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$
NACA0015			80	0.36	1.78	17	1.3038	0.0223
0	0.00	0.0068	85	0.23	1.8	18	1.296	0.0244
1	0.11	0.0069	90	0.09	1.8	19	1.2853	0.144
2	0.22	0.007	95	-0.5	1.78	20	1.2768	0.282
3	0.33	0.0073	100	-0.185	1.75	22	1.2714	0.329
4	0.44	0.0075	105	-0.32	1.7	25	1.2925	0.405
5	0.55	0.008	110	-0.45	1.635	30	0.855	0.57
6	0.66	0.0084	115	-0.575	1.555	35	0.98	0.745
7	0.77	0.0089	120	-0.67	1.465	40	1.035	0.92
8	0.88	0.0095	125	-0.76	1.35	45	1.05	1.075
9	0.99	0.0102	130	-0.85	1.225	50	1.02	1.215
10	1.0685	0.0113	135	-0.93	1.085	55	0.955	1.345
11	1.1553	0.0124	140	-0.98	0.925	60	0.875	1.47
12	1.229	0.0136	145	-0.9	0.755	65	0.76	1.575
13	1.2847	0.0149	150	-0.77	0.575	70	0.63	1.665
14	1.3187	0.0164	155	-0.67	0.42	75	0.5	1.735
15	1.3298	0.018	160	-0.635	0.32	80	0.365	1.75
16	1.3186	0.0198	165	-0.68	0.23	85	0.23	1.8
17	1.2917	0.0218	170	-0.85	0.14 ;	90	0.09	1.8
18	1.2576	0.024	175	-0.66	0.055	95	-0.05	1.78
19	1.2242	0.0265	180	0.00	0.025	100	-0.185	1.75
20	1.1962	0.166	NACA0018			105	-0.32	1.7
21	1.1771	0.305	0	0.00	0.0073	110	-0.45	1.635
22	1.1647	0.329	1	0.11	0.0073	115	-0.57	1.555
23	1.1611	0.354	2	0.22	0.0075	120	-0.67	1.465
24	1.1563	0.379	3	0.33	0.0077	125	-0.76	1.35
25	1.1322	0.405	4	0.44	0.0079	130	-0.85	1.225
26	1.1268	0.432	5	0.55	0.0083	135	-0.93	1.085
27	1.1397	0.46	6	0.66	0.0087	140	-0.98	0.925
30	0.855	0.57	7	0.77	0.0093	145	-0.9	0.755
35	0.98	0.745	8	0.8538	0.01	150	-0.77	0.575
40	1.035	0.92	9	0.9525	0.0108	155	-0.67	0.42
45	1.05	1.075	10	1.0404	0.0117	160	-0.635	0.32
50	1.02	1.215	11	1.1211	0.0128	165	-0.68	0.23
55	0.955	1.345	12	1.1884	0.014	170	-0.85	0.14
60	0.875	1.47	13	1.243	0.0153	175	-0.66	0.055
65	0.76	1.575	14	1.2808	0.0168	180	0.00	0.025
70	0.63	1.665	15	1.3004	0.0185			
75	0.5	1.735	16	1.3067	0.0203			

TABLE B.3 – Coefficients hydrodynamiques des profils NACA0021/25 pour  $Re = 5E6$ 

$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$	$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$	$\alpha$ [deg]	$C_L$	$C_D$
NACA0021			105	-0.32	1.7	22	1.3378	0.0344
0	0.00	0.0078	110	-0.45	1.635	23	1.3558	0.0374
1	0.11	0.0078	115	-0.57	1.555	24	1.3735	0.0404
2	0.22	0.0079	120	-0.67	1.465	25	1.396	0.0436
3	0.33	0.0081	125	-0.76	1.35	26	1.4187	0.047
4	0.44	0.0083	130	-0.85	1.225	27	1.4395	0.0509
5	0.55	0.0086	135	-0.93	1.085	30	0.855	0.57
6	0.66	0.0091	140	-0.98	0.925	35	0.98	0.745
7	0.7354	0.0097	145	-0.9	0.755	40	1.035	0.92
8	0.8334	0.0104	150	-0.77	0.575	45	1.05	1.075
9	0.9222	0.0112	155	-0.67	0.42	50	1.02	1.215
10	1.0049	0.0121	160	-0.635	0.32	55	0.955	1.345
11	1.0787	0.0132	165	-0.68	0.23	60	0.875	1.47
12	1.1453	0.0143	170	-0.85	0.14	65	0.76	1.575
13	1.1979	0.0156	175	-0.66	0.055	70	0.63	1.665
14	1.241	0.017	180	0.00	0.025	75	0.5	1.735
15	1.268	0.0186	NACA0025			80	0.365	1.75
16	1.286	0.0205	0	0.00	0.0084	85	0.23	1.8
17	1.2977	0.0224	1	0.11	0.0084	90	0.09	1.8
18	1.3031	0.0245	2	0.22	0.0085	95	-0.05	1.78
19	1.3066	0.0268	3	0.33	0.0087	100	-0.185	1.75
20	1.3054	0.0293	4	0.4078	0.0089	105	-0.32	1.7
22	1.313	0.329	5	0.5097	0.0092	110	-0.45	1.635
25	1.3476	0.405	6	0.6076	0.0097	115	-0.57	1.555
30	0.855	0.57	7	0.6997	0.0103	120	-0.67	1.465
35	0.98	0.745	8	0.7886	0.011	125	-0.76	1.35
40	1.035	0.92	9	0.873	0.0117	130	-0.85	1.225
45	1.05	1.075	10	0.9472	0.0126	135	-0.93	1.085
50	1.02	1.215	11	1.0177	0.0137	140	-0.98	0.925
55	0.955	1.345	12	1.075	0.0148	145	-0.9	0.755
60	0.875	1.47	13	1.127	0.0161	150	-0.77	0.575
65	0.76	1.575	14	1.1717	0.0175	155	-0.67	0.42
70	0.63	1.665	15	1.2065	0.019	160	-0.63	0.32
75	0.5	1.735	16	1.2358	0.0207	165	-0.68	0.23
80	0.365	1.78	17	1.2617	0.0225	170	-0.85	0.14
85	0.23	1.8	18	1.279	0.0245	175	-0.66	0.055
90	0.09	1.8	19	1.2952	0.0267	180	0.00	0.025
95	-0.05	1.78	20	1.3121	0.029			
100	-0.185	1.75	21	1.3257	0.0316			

# Annexe C

## Technologies des EMR

Les énergies marines renouvelables suscitent depuis une dizaine d'années un intérêt grandissant au sein de la communauté scientifique, industrielle et politique. Les principaux types d'énergies de la mer sont l'énergie marémotrice, l'énergie des vagues, l'énergie thermique des mers, l'énergie osmotique, la biomasse océanique, énergie éolienne offshore et l'énergie des courants. La figure C.1 montre le degré de maturité des technologies liées aux énergies renouvelables marines.

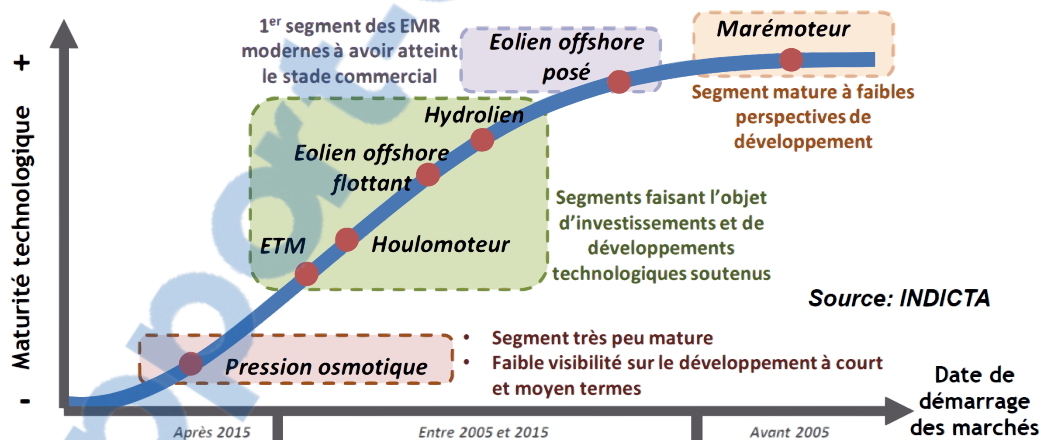


FIGURE C.1 – Maturité de technologies des EMR (Myeck, 2013)

L'énergie marémotrice est l'énergie potentielle liée à la marée, plus précisément à la différence de hauteur entre pleine mer et basse mer (marnage). Elle peut être exploitée grâce à la construction d'un barrage équipé de turbines dans une baie ou dans un estuaire. Le flux et le reflux de la marée permettent alternativement de remplir ou de vider la retenue d'eau ainsi créée, en actionnant des turbines qui produisent de l'électricité. Les marnages les plus remarquables sont observés au Canada (entre 15 et 20 m pour la baie de Fundy), sur les côtes françaises et britanniques, ainsi qu'au Nord de l'Australie.

L'énergie houlomotrice, quant à elle, consiste à récupérer l'énergie induite par la houle

ou des vagues. Les solutions technologiques destinées à convertir l'énergie des vagues sont extrêmement variées : flotteurs ponctuels ou linéaires, systèmes à déferlement ou encore colonnes d'eau oscillantes, etc. Il existe une multitude de projets différents technologies, néanmoins la plupart est encore au stade de développement. Selon le conseil mondial de l'énergie, le potentiel énergétique techniquement exploitable mondial des vagues est de l'ordre de 1400 TWh/an (Aumelas, 2011).

L'énergie thermique des mers exploite, la différence de température de l'eau entre la surface (entre 25 et 30°C) et les couches profondes (environ 4°C à partir de 800m). Grâce à ces sources thermiques, un fluide de travail est successivement condensé puis vaporisé pour actionner une turbine, mais avec un rendement faible, de 3-4%. Des prototypes ont déjà été réalisés. Le potentiel mondial théorique basé sur une différence de température d'au moins 20°C est d'environ 80000TWh/an (Aumelas, 2011).

L'énergie osmotique peut être théoriquement extraite au voisinage des estuaires. Si l'eau douce et l'eau salée sont séparées par une membrane semi-perméable, l'eau douce migre à travers la membrane en créant une surpression d'eau salée. Ce flux d'eau sous pression permet d'actionner une turbine hydraulique, reliée à un alternateur

La biomasse océanique, pas encore exploitée, mais avec un réel potentiel, qui pourrait être très grand, se situe aussi comme une des possibilités d'extraction d'énergie des matières organiques des mers et océans. Néanmoins, à l'état actuel, il est délicat d'en déterminer l'impact écologique et économique.

Les éoliennes offshore sont exactement dérivées des éoliennes terrestres. Une éolienne offshore fournit beaucoup plus de puissance électrique que les éoliennes terrestres, cependant l'installation en mer est beaucoup plus coûteuse. Actuellement, des structures flottantes permettent d'élargir la gamme des sites potentiels pour l'énergie éolienne offshore. En effet, alors que les éoliennes posées sur le sol marin sont limitées à une profondeur d'eau de 30 à 50 m, les structures flottantes peuvent être installées dans les profondeurs allant actuellement jusqu'à 200 m.

L'hydrolienne est dispositif qui consiste à convertir en électricité l'énergie cinétique des courants d'eau. La plupart des projets actuels sont destinés à exploiter l'énergie cinétique des marées, ce qui en fait une ressource intermittente. Les zones marines où la vitesse du courant est supérieure à 2 m/s, sont des sites éligibles à l'installation d'une hydrolienne. La ressource mondiale est estimée à 450 TWh/an, en Europe, celle-ci est évaluée à 3 TWh/an (Aumelas, 2011).

# Liste des publications

## Revue internationale avec comité de lecture

Ruffin MANASINA, Geoslin RAKOTOVELO, Zo REZIKY et Adolphe RATIARISON. Développement de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales. Afrique Science, Vol.12, N°3 (2016), 1 mai 2016, <http://www.afriquescience.info/document.php?id=6290>. ISSN 1813-548X

## Conférences internationales avec comité de lecture

Ruffin MANASINA, Geoslin RAKOTOVELO, Mamy RASOLOARIJAONA, Zo REZIKY et Adolphe RATIARISON. Optimization of a tidal cross flow turbine using evolutionary algorithms. In proceedings of the Seventh High-Energy Physics International Conference (HEPMAD 15), Antananarivo, Madagascar, September 17-22, (2015), [http://www.lupm.univmontp2.fr/users/qcd/econf15/hepmad15\\_talks/manasina.pdf](http://www.lupm.univmontp2.fr/users/qcd/econf15/hepmad15_talks/manasina.pdf), Consulté le 24 mai 2016

Ruffin MANASINA, Zo ZAFIMARINA REZIKY et Adolphe RATIARISON. Modélisation de la partie mécanique d'une hydrolienne à axe vertical. In proceedings de la deuxième Conférence Internationale Plasma et Énergie (CIPE2014), Madagascar, Université d'Antananarivo, 15-19 décembre, (2014) (soumis)

## **Développement de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales**

Ruffin MANASINA<sup>1\*</sup>, Geoslin RAKOTOVELO<sup>2</sup>, Zo REZIKY<sup>1</sup> et Adolphe RATIARISON<sup>1</sup>

<sup>1</sup> *Laboratoire de la Dynamique de l'Atmosphère, du Climat et des Océans (DyACO), Faculté des Sciences, Université d'Antananarivo, Madagascar*

<sup>2</sup> *Institut Supérieur des Sciences et Technologies de Mahajanga, Université de Mahajanga, Bâtiment Ex-LOLO Mahajanga-be, Madagascar*

---

\* Correspondance, courriel : [ruffin.manasina@gmail.com](mailto:ruffin.manasina@gmail.com)

### **Résumé**

Dans le cadre de développement des énergies marines renouvelables, le présent article se focalise plus particulièrement sur le développement de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales. Dans un premier temps, un code de calcul est développé pour modéliser l'hydrolienne en utilisant une approche notamment le modèle à tubes de courants multiples et deux disques actifs. Cette approche permet d'évaluer quantitativement les performances en termes des coefficients de puissance et de couple. Ensuite, la mise en évidence de l'impact des grandeurs géométriques du dispositif permettant d'optimiser ou au moins d'améliorer les performances est effectuée. Enfin, les résultats de simulations, ainsi que la comparaison des deux hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales sont présentés et analysés. Les résultats expérimentaux numériques sont en accord avec ceux de la littérature.

**Mots-clés :** *hydrolienne, pales hélicoïdales, pales droites, solidité, énergie renouvelable.*

### **Abstract**

#### **Development of tidal cross flow turbine with helical blades**

As part of the development of renewable marine energy, this paper presents the development of the tidal cross flow turbine with helical blades. Initially, a numerical code was developed to model this turbine using an approach such as the Double Multiple StreamTube model (DMST). This approach helps to evaluate the performance in terms of power and torque coefficients. Then, the effects of the design geometric parameters on the performance are performed. Finally, simulation results and the comparison of the two turbines with straight and helical blades are presented and analyzed. The numerical results are in agreement with literatures.

**Keywords :** *tidal turbine, helical blades, straight blades, solidity, renewable energy.*



## 1. Introduction

Au cours des dix dernières années, le secteur énergies renouvelables est fortement développé afin de résoudre les problèmes de la préservation de l'environnement, du dérèglement climatique et de la pénurie des énergies fossiles à l'avenir. Le fait que les énergies des courants marins et fluviaux sont plus prévisibles par rapport à l'énergie cinétique du vent, elles sont plus prometteuses en exploitant les énergies renouvelables [1]. Les hydroliennes sont destinées en grande partie à des applications marine ou fluviale, et permettent de récupérer l'énergie cinétique des courants à faible vitesse. Le concept en lui-même n'est pas totalement nouveau, mais il représente une des sources d'énergie renouvelable qui est encore souvent dans son état de développement [2, 3]. Elles présentent un fort intérêt pour les pays en développement. De nombreuses recherches expérimentales confirment que les hydroliennes à pales hélicoïdales permettent de corriger aux difficultés d'auto-démarrage et de réduire les vibrations. Pourtant, les caractéristiques et les performances de ces dispositifs sont encore mal connues. Les travaux présentés dans cet article visent à étudier l'influence des paramètres fondamentaux (nombre de pales, angle de couverture, angle d'inclinaison de pales, et solidité de la turbine) sur les performances, d'une part, et de comparer les performances des hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales, d'autre part. Après avoir décrit les différents modèles utilisés, nous illustrons notre présentation par une analyse des résultats des simulations. Ensuite, des études paramétriques fondamentales d'une hydrolienne seront présentées. Enfin, nous présenterons les résultats obtenus par la méthode numérique DMST pour les deux hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales.

## 2. Matériel et méthodes

### 2-1. Modélisation de ressource et géométrie de la pale

La source primaire d'énergie pour les turbines hydroliennes à pales hélicoïdales est principalement l'énergie cinétique des courants marins ou fluviaux. En général, la distribution de la vitesse du courant d'eau faible a une forme du type présenté dans la **Figure 1**. La vitesse des courants pourrait aller jusqu'à 2 m/s [1]. L'énergie cinétique captée est transformée directement en énergie mécanique de la même façon que pour les éoliennes. En effet, la puissance cinétique disponible des courants de vitesse ( $V$ ) traversant une surface ( $A$ ) et la puissance mécanique extractible peuvent être définies respectivement par **les Equations (1)** et **(2)**.

$$P_0 = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (1)$$

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p A V^3 \quad (2)$$

La connaissance du profil vertical de vitesse dans un écoulement est très déterminante pour la conception des hydroliennes. Pour un écoulement uniforme, le profil vertical de vitesse à une hauteur ( $z$ ) au-dessus du fond du courant, d'épaisseur de couche limite ( $p$ ) est donné par **l'Equation (3)** [4].

$$\begin{cases} u(z) = \left(\frac{z}{p}\right)^{1/7} \langle u \rangle & \text{si } z \in [-h, p] \\ u(z) = \langle u \rangle & \text{si } z > p \end{cases} \quad (3)$$

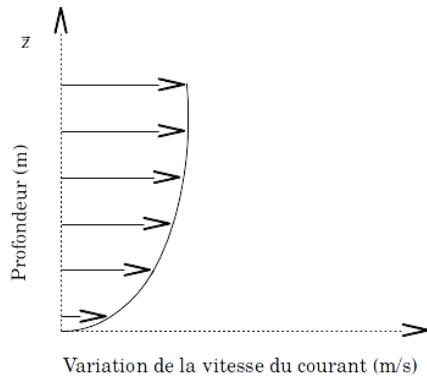


Figure 1 : Profil de la vitesse du courant avec la profondeur

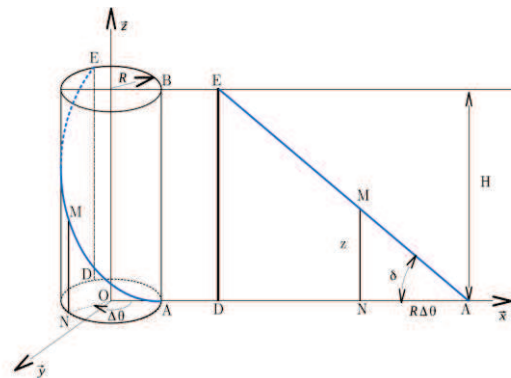


Figure 2 : Géométrie d'une hydrolienne à pales hélicoïdales

La **Figure 2** illustre une turbine de l'hydrolienne à flux transverse avec des pales hélicoïdales dont les paramètres fondamentaux sont le nombre de pales  $B$ , la hauteur  $H$ , rayon constant  $R$ , l'angle d'inclinaison ( $\delta$ ), l'angle de couverture circonférentielle ( $\Delta\theta$ ), et la solidité ( $S = BC/R$ ). Les pales sont définies par une succession de sections élémentaires de profil d'aile normalisée NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*) à 4 chiffres de hauteur  $dz$ , de centre de poussée  $M$ , et de corde  $C$ .

**2-2. Principe de fonctionnement**

Selon les travaux effectués par [5], le principe de fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical est analogue à l'aérodynamique d'un profil d'aile. En effet, le fluide autour du profil d'aile génère des efforts de portance ( $\vec{L}$ ) et de traînée ( $\vec{D}$ ) sur celui-ci (**Figure 3**). Généralement, la condition de fonctionnement de l'hydrolienne est basée sur un paramètre d'avance ( $\lambda$ ) qui est défini par **l'Equation (4)** [6].

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (4)$$

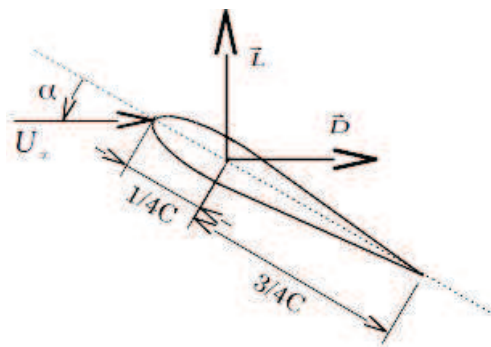


Figure 3 : Forces hydrodynamiques agissant sur le profil d'une pale

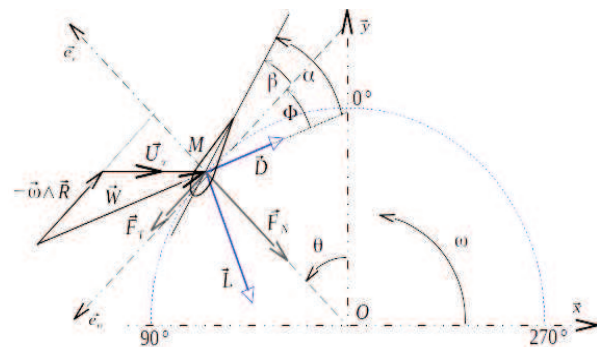


Figure 4 : Triangle des vitesses, des forces et des différents repères

La **Figure 4** illustre les systèmes de coordonnées utilisés dans la présente étude et une coupe partielle transversale sur un plan perpendiculaire à la turbine. En négligeant les perturbations des vitesses dans le voisinage de la pale, la vitesse relative ( $\vec{W}$ ) est calculée de la façon suivante :

$$\vec{W} = \vec{U}_\infty - \vec{\omega} \wedge \vec{R} \quad (5)$$

$$W = U_\infty (1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2)^{1/2} \quad (6)$$

Dans la **Figure 4**, l'**Equation (7)** représente l'angle d'incidence ( $\alpha$ ) qui est fonction de la position azimutale ( $\theta$ ), le paramètre d'avance ( $\lambda$ ) et l'angle de calage ( $\beta$ ).

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\sin \theta}{\cos \theta + \lambda} \right) + \beta \quad (7)$$

À l'échelle de la pale, les forces hydrodynamiques sont normalisées par la longueur de la corde ( $C$ ) du profil et la hauteur ( $H$ ) de la pale, par la vitesse relative ( $W$ ) et par la masse volumique du fluide ( $\rho$ ) :

$$\begin{cases} C_T = F_T / \frac{1}{2} \rho (CH) W^2 & C_L = L / \frac{1}{2} \rho (CH) W^2 \\ C_N = F_N / \frac{1}{2} \rho (CH) W^2 & C_D = D / \frac{1}{2} \rho (CH) W^2 \end{cases} \quad (8)$$

En utilisant les données empiriques des coefficients hydrodynamiques, les coefficients des forces normale et tangentielle dans le repère relatif à la pale ( $O, \vec{e}_r, \vec{e}_\theta$ ) sont déterminés de la manière suivante :

$$\begin{cases} C_T = C_L \sin(\alpha - \beta) - C_D \cos(\alpha - \beta) \\ C_N = C_L \cos(\alpha - \beta) + C_D \sin(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (9)$$

Le coefficient de couple instantané ( $C_Q$ ) de l'hydrolienne à pales droites est défini par l'**Equation (10)**.

$$\begin{cases} C_Q(\theta) = M_{droite}(\theta) / \frac{1}{2} \rho S_{REF} U_\infty^2 \\ M_{droite}(\theta) = R [L \sin(\alpha - \beta) - D \cos(\alpha - \beta)] \end{cases} \quad (10)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique de l'eau,  $S_{REF}$  est la surface de référence balayée par le rotor ou maître couple ( $S_{REF} = 2RH$ ),  $U_\infty$  est la vitesse de courant incident non perturbée et  $M_{droite}$  est le couple instantané fourni par l'hydrolienne.

Le coefficient de puissance instantané de l'hydrolienne à axe vertical est déterminé par l'**Equation (11)**.

$$C_P(\theta) = C_Q(\theta) \lambda \quad (11)$$

### 2-3. Modélisation hydrodynamique de la turbine

Les technologies des hydroliennes à axe vertical avec pales hélicoïdales peuvent être définies par son arbre de

rotation est perpendiculaire à la fois à la surface de l'eau et à l'écoulement (**Figure 5**). Le modèle de l'hydrolienne à flux transverse avec de pales hélicoïdales utilise le modèle des pales droites équivalentes. Ce modèle permet d'exprimer la répartition du couple moteur suivant la hauteur d'une pale sur l'ensemble des positions azimutales (**Figure 6**) [7]. Dans cette approche, le couple moyen instantané est exprimé par l'Equation (12).



Figure 5 : Hydrolienne hélicoïdale tripale

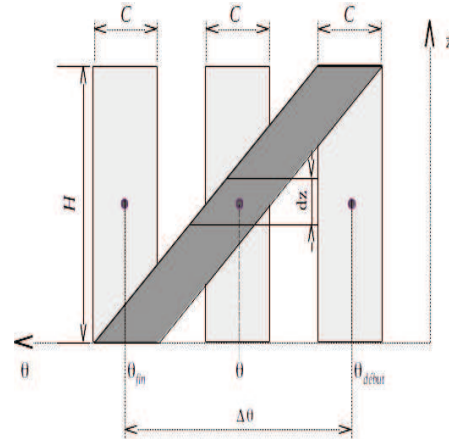


Figure 6 : Modélisation d'une pale hélicoïdale

$$M_Z = \frac{1}{H} \int_0^H M_{droite}(z) dz = \frac{1}{\Delta\theta} \int_{\theta_{début}}^{\theta_{fin}} M_{droite}(\theta) d\theta \quad (12)$$

Afin d'améliorer la qualité des résultats de simulations, une pale est découpée en plusieurs tranches de profil d'aile normalisé suivant l'axe de rotation de la turbine. Chaque tranche d'épaisseur  $dz$  est délimitée par deux plans de l'écoulement successifs normal à l'axe de rotation. Le couple moyen instantané d'une pale hélicoïdale est exprimé par l'Equation (13).

$$M_Z = \frac{1}{n_{tranche}} \sum_{ip=1}^{n_{tranche}} M_{droite}(\theta_{ip}) \quad (13)$$

Les performances hydrodynamiques de l'hydrolienne peuvent être évaluées par les coefficients de puissance ( $C_p$ ) et couple ( $C_Q$ ) instantanés. En 1920, Albert Betz a été démontré que le coefficient de puissance moyen sur un tour ne peut être supérieur à 16/27 sur un modèle de tube de courant unidirectionnel [8].

$$C_p = \frac{M_Z \omega}{0.5 \rho S_{REF} U_\infty^3} \quad (14)$$

$$C_Q = \frac{M_Z}{0.5 \rho S_{REF} U_\infty^2} = \frac{C_p}{\lambda} \quad (15)$$

Où  $M_Z$  est la contribution du moment résultant par rapport à l'axe de rotation,  $\omega$  est la vitesse de rotation et  $S_{REF} = 2RH$  est la surface balayée par les pales.

La **Figure 7** présente une évolution typique du rendement de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance. La meilleure performance de l'hydrolienne est localisée entre deux régions extrêmes

(effets primaires et effets secondaires) [9]. Pour les éoliennes Darrieus, le paramètre d'avance ne dépasse pas 10. Pourtant, ce paramètre ne dépasse pas 5 dans le cas des hydroliennes [10].

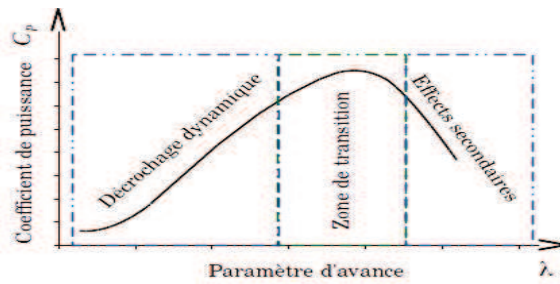


Figure 7 : Évolution typique du coefficient de puissance

### 2-4. Modélisation numérique l'hydrolienne

La méthode numérique utilisée est le modèle à tubes de courants multiples et deux disques (*Double Multiple StreamTube Model - DMST*) développé par Paraschivoiu [11]. Ce modèle est basé sur la conservation de la quantité de mouvement (QDM) pour évaluer les performances hydrodynamiques de l'hydrolienne en fonction de la vitesse de rotation des pales. Le QDM consiste à écrire la variation de la quantité de mouvement dans un tube de courant traversant la turbine est égale aux forces de poussées que ce tube exerce sur les pales. Les données expérimentales des coefficients hydrodynamiques des pales sont nécessaires pour ce modèle. Afin de simplifier la modélisation, les hypothèses utilisées dans les littératures sont admises [12, 13]. Le modèle du DMST sur la **Figure 8** décompose le volume balayé par les pales en tranches horizontales, elles-mêmes sont divisées en tubes de courant. Les zones amont et aval sont traités indépendamment. Les vitesses induites en amont et en aval sur la **Figure 9**, sont estimées en fonction de l'angle azimutal ( $\theta$ ).

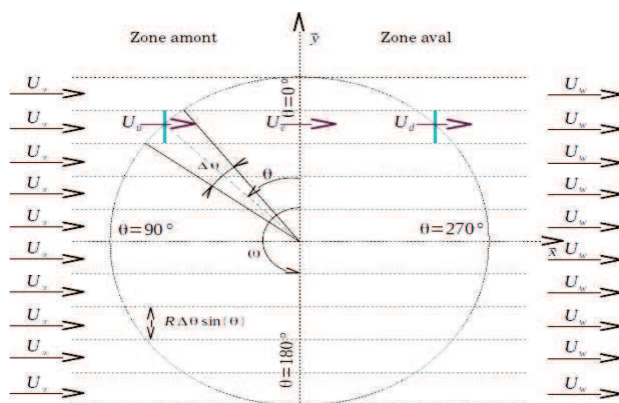


Figure 8 : Modèle du DMST (Vu de dessus)

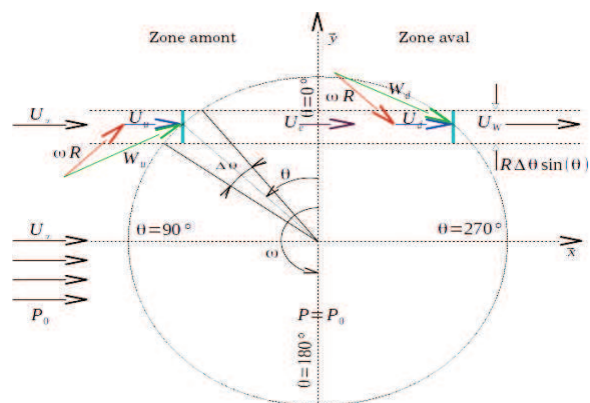


Figure 9 : Différentes vitesses dans un modèle du DMST

En appliquant le théorème de QDM à travers un tube de courant, d'une part, et la prise en compte de la correction du coefficient de poussée apportée par Glauert [14], d'autre part, les facteurs d'inductions des demi-disques en amont et en aval sont calculés par **l'Équation (16)**. Les vitesses d'induction axiales en demi-disque amont, en demi-disque aval et la vitesse d'écoulement dans la partie centrale de l'hydrolienne

peuvent être exprimées par ***l'Equation (20)***.

$$a_{u,d} = \begin{cases} \tilde{F}_{xu,d} + a_{u,d}^2, & 0.0 \leq a_{u,d} \leq 1/3 \\ \tilde{F}_{xu,d} + \frac{1}{4}(5 - 3a_{u,d})a_{u,d}^2 & 1/3 < a_{u,d} \leq 1.0 \end{cases} \quad (16)$$

Avec :

$$\tilde{F}_{xu} = \frac{BC}{8\pi R |\sin \theta|} \left( \frac{W_u}{U_\infty} \right)^2 (C_n \sin \theta - C_t \cos \theta) \quad (17)$$

$$\tilde{F}_{xd} = \frac{BC}{8\pi R |\sin \theta|} \left( \frac{W_d}{U_e} \right)^2 (C_n \sin \theta - C_t \cos \theta) \quad (18)$$

$$W_{u,d} = \left( (U_{u,d} \sin \theta)^2 + (U_{u,d} \cos \theta + \omega R)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

$$U_u = U_\infty(1 - a_u) ; U_d = U_e(1 - a_d) ; U_e = U_\infty(1 - 2a_u) \quad (20)$$

Le facteur d'induction est une fonction non linéaire. Dans ce cas, la technique de calcul itératif est bien adaptée à la détermination du facteur d'induction. Une fois la convergence du facteur d'induction pour le demi-disque amont est acceptée, on fait exactement la même démarche pour le coefficient d'induction en aval. Le couple total moyen de la turbine hydrolienne sur un tour de révolution peut être exprimé par ***l'Equation (21)*** [15].

$$Q_{avg} = \frac{1}{2} (Q_{avg\_u} + Q_{avg\_d}) \quad (21)$$

avec  $(Q_{avg\_u})$  est le couple moyen en amont ( $0 \leq \theta \leq 180^\circ$ ) et  $(Q_{avg\_d})$  est le couple moyen en aval ( $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ ).

$$Q_{avg\_u} = B \sum_{i=1}^{N_\theta} \left[ \frac{\frac{1}{2} \rho W_{ui}^2 (HC) C_{tui} R}{N_\theta} \right] \quad (22)$$

$$Q_{avg\_d} = B \sum_{i=1}^{N_\theta} \left[ \frac{\frac{1}{2} \rho W_{di}^2 (HC) C_{tdi} R}{N_\theta} \right] \quad (23)$$

Les performances d'une hydrolienne peuvent être évaluées classiquement par le calcul des coefficients de puissance ( $C_P$ ) et de couple ( $C_Q$ ) définis par ***l'Equation (24)***.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_P = \frac{BC}{4U_\infty^2 R N_\theta n_{\text{branche}}} \sum_{ip=1}^{n_{\text{branche}}} \sum_{i=1}^{N_\theta} (W_{ui}^2 C_{tui}(ip) + W_{di}^2 C_{tdi}(ip)) \lambda \\ C_Q = \frac{C_P}{\lambda} \end{array} \right. \quad (24)$$

### 3. Résultats et discussion

#### 3-1. Paramètres numériques utilisés

Afin d'analyser les comportements d'hydroliennes tripales à axe vertical, deux géométries de pales ont été considérées dont l'une d'elles est une pale hélicoïdale. Les principales caractéristiques des expérimentations numériques sont résumées dans le **Tableau 1**.

**Tableau 1 : Récapitulatif des conditions de simulations pour les turbines des hydroliennes**

Paramètre	Pale droite	Pale hélicoïdale
Type de profil	NACA0018	NACA0018
Nombre de pales, $B$	3	3
Corde, $C$	0.132 m	0.132 m
Rayon de la turbine, $R$	0.482 m	0.482 m
Hauteur de la pale, $H$	0.884 m	0.884 m
Vitesse infini amont, $U_\infty$	1.5 m/s	1.5 m/s
Paramètre d'avance, $\lambda = \omega R / U_\infty$	0.25 - 4.00	0.25 - 4.00
Vitesse de rotation, $\omega$	0.30 - 4.80 rad/s	0.30 - 4.80 rad/s
Solidité, $S = BC / R$	0.82	0.82
Nombre de Reynolds, $Re_C = U_\infty C / \nu$	2e-5	2e-5
Angle de calage, $\beta$	0.0°	0.0°
Angle de couverture circonférentielle, $\Delta\theta$	0.0°	120.0°
Angle d'inclinaison, $\delta$	90.0°	41.2°
Rapport de hauteur, $H/D$	0.91	0.91
Rapport de courbure, $C/R$	0.27	0.27

#### 3-2. Performances de l'hydrolienne

La présente étude a pour objectif, entre autres, de fournir des données complètes et détaillées sur les coefficients de couple et de puissance de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales. La **Figure 10** montre la courbe de coefficient de puissance pour les différentes valeurs des paramètres d'avance (vitesses spécifiques) de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. Cette courbe de puissance obtenue par la méthode DMST est en très bon accord avec celle présentée par ailleurs dans la littérature [16]. D'ailleurs, cette caractéristique en cloche est semblable celle d'une turbine éolienne [17]. En effet, le coefficient de puissance présente une valeur maximale 28 % au paramètre d'avance optimal ( $\lambda_{opt} = 2.35$ ) et diminue pour les paramètres d'avance supérieurs et inférieurs. Ce résultat confirme aux travaux qui ont



effectués par [1] et [8], montrent que la vitesse spécifique optimale est de l'ordre de 2. De plus, les dernières technologies des hydroliennes permettent à présent d'atteindre des rendements proches de 40 % [18]. On remarque que les valeurs de  $C_p$  ne sont pas élevées puisque l'hydrolienne est supposée à fonctionner dans un écoulement libre. Néanmoins, ce point de fonctionnement serait utile lors de dimensionnement des équipements associés avec de l'hydrolienne.

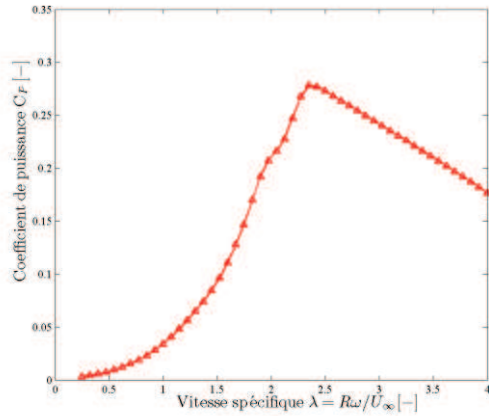


Figure 10 : Évolution du ( $C_p$ ) en fonction de paramètre d'avance

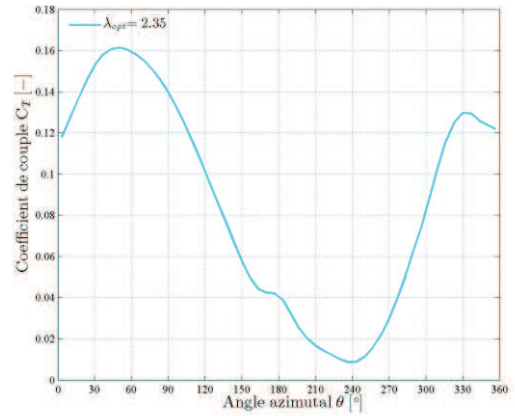


Figure 11 : Coefficient de couple instantané au paramètre d'avance optimal

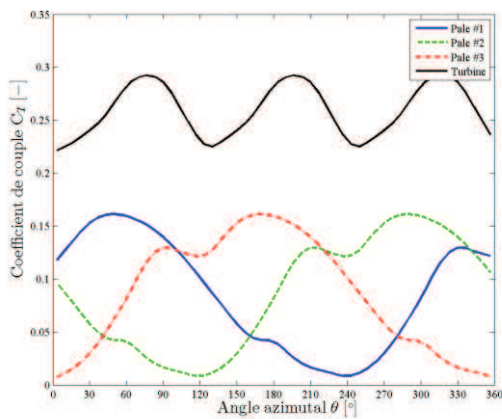


Figure 12 : Distribution des coefficients de couples sur un tour, à  $\lambda_{opt} = 2.35$

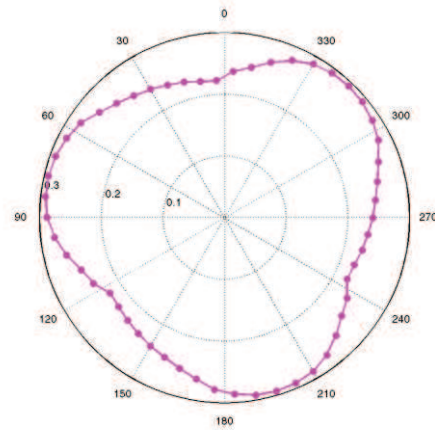


Figure 13 : Rosace du coefficient de couple total, à  $\lambda_{opt} = 2.35$

La **Figure 11** montre l'évolution de coefficient de couple instantané en fonction des positions azimutales d'une pale, pour le fonctionnement optimal de l'hydrolienne. Dans la zone amont de l'hydrolienne ( $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ), le couple instantané généré par une pale atteint une valeur 16 % autour de  $\theta = 60^\circ$ . En analysant qualitativement l'évolution du couple instantané imposée sur une pale au cours de la rotation, deux régions de forte intensité ont été observées. En effet, la pale travaille plus dans une première zone amont de l'hydrolienne ( $\theta = 30^\circ - 90^\circ$ ) par rapport à la seconde zone en aval pour ( $\theta = 320^\circ - 350^\circ$ ). L'amplitude de la zone amont est environ deux fois supérieure à celle de la zone aval. En revanche, les zones de freinage se trouvent à la position azimutale proche de  $0^\circ$  et  $180^\circ$ . Toutefois, contrairement à la théorie, le coefficient de couple pour une pale n'est pas la même dans les demi-disques amont et aval. La **Figure 12** présente de distribution développée en cartésienne de coefficient de couple instantané au point fonctionnement optimal de l'hydrolienne pour chacune des pales et



pour l'hydrolienne complète. Le décalage périodique de  $120^\circ$  de la contribution de chaque pale est bien retrouvé. Ainsi, à la position azimutale  $\theta = 240^\circ$ ; le coefficient de couple d'une pale avoisine la valeur de zéro. Il est intéressant de noter que, pour le fonctionnement optimal, il n'y a pas des zones pour lesquelles le coefficient de couple total de l'hydrolienne à pales hélicoïdales devienne nul.

De plus, la variation de ce coefficient entre les deux valeurs extrêmes est légèrement petite. D'ailleurs, la **Figure 13** montre l'évolution de coefficient de couple total instantané sous forme de rosace (polaire) pour toutes les positions azimutales des pales. Dans cette représentation, les trois lobes correspondent exactement le passage des trois pales dans la principale zone motrice. Ces trois lobes sont identiques puisque les pales sont déphasées de  $120^\circ$ . La variation cyclique du coefficient de couple de l'hydrolienne entre les valeurs minimale et maximale (0,22 et 0,30) est relativement faible. Par conséquent, l'hydrolienne à flux traverse munie de pales hélicoïdales permet d'échapper la zone de freinage, réduire la tenue en fatigue des accessoires mécaniques, et favoriser l'auto-démarrage. Cette constatation est également observée par Gorlov lors de travaux expérimentales sur le développement d'une hydrolienne à pales hélicoïdales [19].

### 3-3. Effet de l'angle d'inclinaison

La performance d'une hydrolienne est influencée par différents paramètres géométriques, en particulier l'angle d'inclinaison ( $\delta = \tan^{-1}(BH/\pi d)$ ). Le **Tableau 2** présente les données numériques issues des différentes configurations de l'hydrolienne à axe vertical avec de pales hélicoïdales. Le changement de l'angle d'inclinaison ( $\delta$ ) résulte donc d'un arrangement entre le nombre des pales ( $B$ ), la taille d'une turbine ( $H$ ) et le diamètre ( $d$ ), mais globalement, la modification l'a fait augmenter.

**Tableau 2 :** Principales dimensions d'hydroliennes pour  $\delta = 35^\circ, 43.7^\circ, 50^\circ, \text{ et } 60^\circ$

$\delta$ (degré)	$B$	$H$ (mm)	$d$ (mm)	$H/d$	$C$ (mm)	$\Delta\theta$ (degré)	$S$
35	3	733	1000	0.7	132	120	0.79
43.7	3	884	884	1.0	132	120	0.89
50	3	936	750	1.2	132	120	1.06
60	3	1088	600	1.8	132	120	1.32

Une des premières conséquences attendues d'une variation de l'angle inclinaison est que le fonctionnement de l'hydrolienne va provoquer un blocage globalement important de l'écoulement. En effet, cet écoulement va déplacer le point de fonctionnement optimal vers des paramètres d'avance faibles (**Figure 14**). Une solidité aussi élevée est plus souvent employée pour les hydroliennes car le fonctionnement optimal à de faibles vitesses réduites est nécessaire pour la compatibilité avec la faune marine ou fluviale [20]. Toutefois, si les paramètres d'avances optimales sont très légèrement faibles, alors les angles d'attaque et les variations d'angle d'attaque seront plus importants, ce qui entraînant ensuite à une dynamique instationnaire et tourbillonnaire plus compliquées de l'écoulement autour de la machine.

De plus, le rendement de l'hydrolienne à flux traverse diminue significativement pour une augmentation de l'angle d'inclinaison de pales. Cependant, la performance maximale est obtenue pour l'angle d'inclinaison de 35 degrés qui permet d'atteindre le rendement de 29 %. La **Figure 15** montre l'évolution des coefficients de couple statique instantané de l'hydrolienne sous forme rosaces pour des angles d'inclinaison,

avec la vitesse de l'écoulement est  $1.5 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$ . Dans ces expérimentations numériques, l'augmentation de l'inclinaison des pales mène la diminution des coefficients de couples de l'hydrolienne. D'ailleurs, SHIONO et al. estiment que des inclinaisons de  $43,7$  à  $60^\circ$  détériorent la performance significativement par rapport à une hydrolienne à pale droite en réduisant de manière visible la vitesse spécifique optimale [16]. En revanche, l'avantage important de la réduction des variations de couple permet de réduire les vibrations et le bruit, et d'augmenter la durée de vie de la turbine.

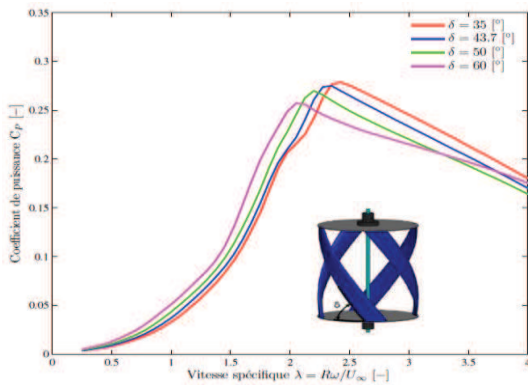


Figure 14 : Distribution du coefficient ( $C_P$ ) en fonction de paramètre d'avance

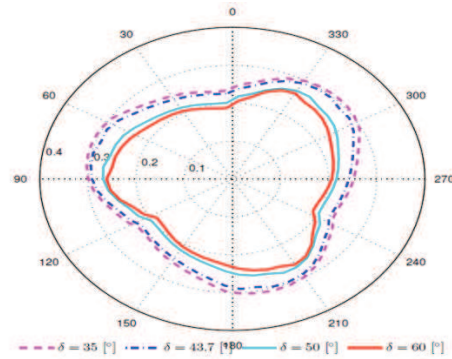


Figure 15 : Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

### 3-4. Influence de l'angle de couverture circconférentielle

Une caractéristique importante liée au fonctionnement d'une hydrolienne est son caractère hélicoïdal. Dans cette condition, la variation de l'angle de couverture circconférentielle pourrait agir sur les performances de la machine. De plus, la variation de cet angle modifie également la répartition des efforts hydrodynamiques sur la hauteur des pales. La **Figure 16** montre l'évolution du coefficient de puissance moyen de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance pour cinq angles de couvertures circconférentielles ( $\Delta\theta = 0; 30; 60; 90$  et  $120^\circ$ ). D'après les résultats numériques montrés dans cette **Figure**, le point de fonctionnement optimal d'une hydrolienne à pales hélicoïdales varie très légèrement avec l'augmentation de l'angle de torsion jusqu'au seuil maximum de  $120^\circ$ . Le paramètre d'avance optimal ne varie pratiquement pas avec le caractère hélicoïdal d'une pale considéré. En effet, le maximum du rendement de la turbine est obtenu au paramètre d'avance  $\lambda = 2.35$  pour tous les angles de torsions. Cette observation semble à peu près confirmée par les travaux des ALAIMO et al. [21].

La **Figure 17** montre clairement la réduction des fluctuations du couple avec l'augmentation de l'angle de couverture circconférentielle. Les deux premiers angles de torsion ( $0$  et  $30^\circ$ ) de pales de la turbine peuvent causer des variations cycliques des couples plus élevées tandis que les autres angles entraînent une réduction significative du coefficient de couple. Ces faibles variations d'amplitude des efforts hydrodynamiques peuvent être dues aux répartitions quasi-équitables des efforts sur l'envergure des pales. Cette **Figure** montre également que la minimum fluctuation de couple imposée par l'écoulement à l'hydrolienne avec trois pales hélicoïdales est obtenue au paramètre d'avance optimal  $\lambda = 2.35$  pour l'angle de couverture circconférentielle de  $120^\circ$ .

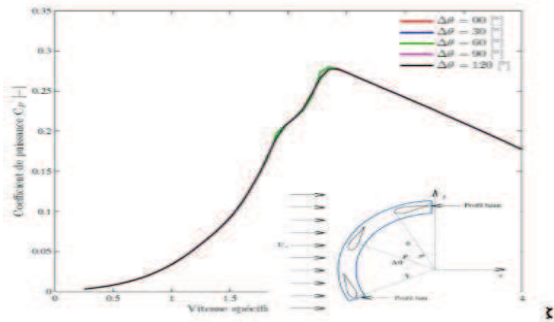


Figure 16 : Distribution du ( $C_P$ ) en fonction de paramètre d'avance

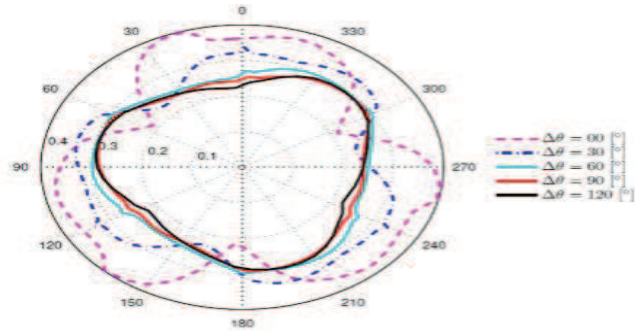


Figure 17 : Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

### 3-5. Influence de la solidité

La solidité ( $S = BC/R$ ) est l'un des paramètres déterminant sur les performances de l'hydrolienne à pales hélicoïdales. La variation de la solidité permet d'influencer sur le blocage de l'écoulement du fluide à traverser le rotor d'une hydrolienne. En effet, la présence même des pales d'une turbine dévie la veine de courant de l'écoulement, mais en plus, le fonctionnement de la machine provoque une réduction de vitesse du courant en aval.

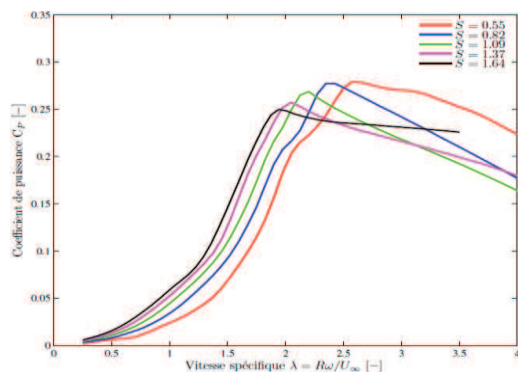


Figure 18 : Distribution du ( $C_P$ ) en fonction de paramètre d'avance

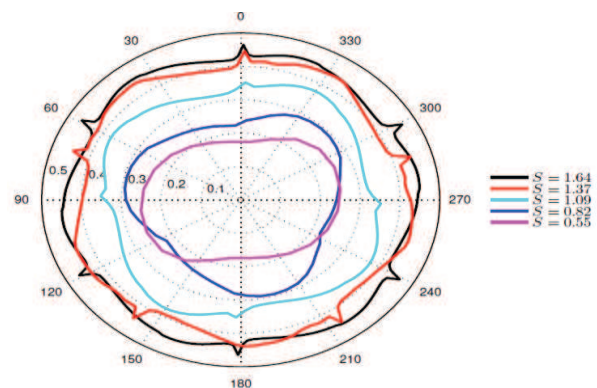


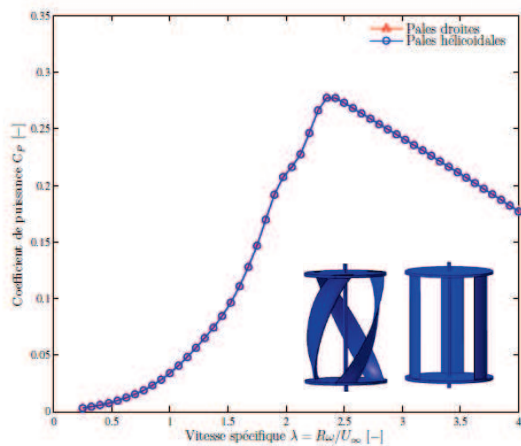
Figure 19 : Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

Dans cette analyse des performances, la longueur de corde ( $C$ ) et le rayon d'une turbine de l'hydrolienne ( $R$ ) sont fixés constants, la modification de la solidité n'est autre que la variation de nombre de pales. La **Figure 18** regroupe les rendements en fonction de la solidité pour un ensemble d'expériences numériques de l'hydrolienne à pales droites. Le paramètre d'avance optimal pour lequel le coefficient de puissance maximum est atteint diminue avec l'augmentation de la solidité. Du fait que le model DMST a été utilisé pour la modélisation hydrodynamique de l'hydrolienne, l'augmentation de la solidité provoque la diminution du rendement. Ces observations sont en accord avec les résultats du travail de [22]. La **Figure 19** illustre les coefficients des couples de l'hydrolienne à pales hélicoïdales pour cinq valeurs de solidité et aux paramètres d'avance respectives. Pour les solidités élevées, les pics du coefficient de couple sont plus remarquables.

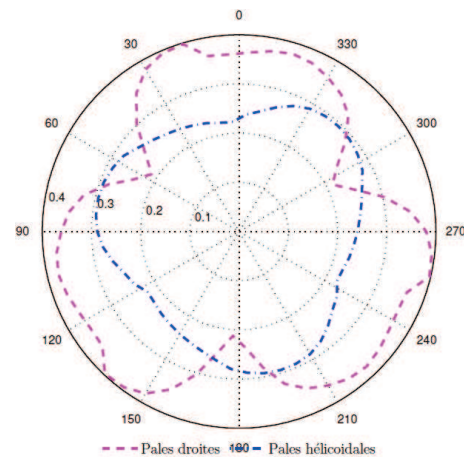
### 3-6. Comparaison des pales droites et hélicoïdales

Les hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales ont les mêmes données géométriques et données de fonctionnement nécessaires à la simulation. En revanche, la seule différence entre les deux hydroliennes se

situé au niveau de la géométrie des pales. Pour l'hydrolienne munie de pales droites, les profils constants aux extrémités de l'envergure de pales sont disposés verticalement ( $\Delta\theta = 0^\circ$ ). Pour l'hydrolienne à pales hélicoïdales, les deux profils aux extrémités sont décalés d'un angle de couverture circonférentiel ( $\Delta\theta = 120^\circ$ ). L'évolution du coefficient de puissance en fonction du paramètre d'avance pour les pales droites et hélicoïdales est représentée sur la **Figure 20**. Pour chaque type de pales, les courbes de coefficient de puissance ont été bien épousées. Le point de fonctionnement optimal correspond toujours à  $\lambda = 2.35$  indépendamment de l'angle de couverture circonférentiel des pales. En effet, les deux hydroliennes à axe vertical implantées dans un écoulement libre ont la même performance 28 %. La **Figure 21** montre que le coefficient de couple fourni par les pales hélicoïdales est légèrement supérieur par rapport aux pales droites. En revanche, l'uniformisation du couple fournit par les pales hélicoïdales pendant une rotation complète est observée par rapport à celui des pales droites.



**Figure 20 :** Distribution du ( $C_P$ ) en fonction de paramètre d'avance



**Figure 21 :** Rosace des coefficients des couples d'une hydrolienne

#### 4. Conclusion

Cet article a été consacré d'une part, à la modélisation d'une hydrolienne à axe vertical munie des pales hélicoïdales et d'autre part à la caractérisation de l'influence des paramètres géométriques sur son comportement. L'approche du DMST permet entre autres de prévoir l'évolution des coefficients de puissance et de couple de cette hydrolienne. Les résultats obtenus confirment que l'hydrolienne à pales hélicoïdales permet de corriger aux difficultés d'auto-démarrage et aux risques des vibrations. Un autre avantage du caractère hélicoïdal des pales est la répartition des efforts hydrodynamiques sur la hauteur des pales. En revanche, le caractère hélicoïdal des pales ne permet pas améliorer les performances de l'hydrolienne par rapport aux pales droites. En perspective, nous pouvons envisager d'utiliser des algorithmes d'optimisation pour déterminer les optimums paramètres de l'hydrolienne, en particulier l'optimisation de l'essaim de particules et l'algorithme génétique.

#### Références

- [1] - J. BOSSARD, "Caractéristiques expérimentale du décrochage dynamique dans les hydroliennes à flux traverse par la méthode PIV : Comparaison avec les résultats issus des simulations numériques d'un carénage", Thèse de doctorat, Université de Grenoble, (2012).
- [2] - E. AMET, "Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus", Thèse de doctorat, Université de Grenoble, (2009).

- [3] - J. M. ZANETTE, "*Hydroliennes à flux traverse : contribution à l'analyse de l'interaction fluide-structure*", Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, (2010).
- [4] - F. MAGANGA, "*Caractérisation numérique et expérimentale des effets d'interaction entre une hydrolienne et le milieu marin*", Thèse de doctorat, Université du Havre, (2011).
- [5] - B. BLACKWELL, "*The vertical-axis wind turbine: How it works*", Technical report, Sandia Laboratories energy report. SLA-74-0160, (1974).
- [6] - T. BURTON, "*Wind Energy Handbook*", Ed. John Wiley and Sons, Ltd, England, (2000).
- [7] - C. CHEVALIER, "*Conception et mise en œuvre d'outils efficaces pour le partitionnement et la distribution parallèles de problèmes numériques de très grande taille*", Thèse de doctorat, Université de Bordeaux I, (2007).
- [8] - A. BETZ, "*Theoretical limit for best utilization of wind by wind motors; (das maximum der theoretischmöglichen ausnützung des windes durch windmotoren)*", Zeitschrift für das gesamte Turbinewesen, Heft, 26 (1920).
- [9] - I. PARASCHIVOIU, "*Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept*" Polytechnic International Press, Ecole Polytechnique de Montréal, Montréal, Canada, (2002).
- [10] - A. MENCHACA, "*Analyse numérique des hydroliennes à axes vertical muni d'un carénage*" Thèse de doctorat, Université de Grenoble, (2011).
- [11] - I. PARASCHIVOIU, & F. DELCLAUX, "*Double multiple streamtubemodel with recent improvements*". Journal of Energy, 7 (3) (1983) 250 - 255.
- [12] - I. DEBOREV, "*Modèle hybride de surface active pour l'analyse du comportement aérodynamique des rotors éoliens à pales rigides ou déformables*". Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, (2009).
- [13] - W. DUNCAN, "*An Elementary Treatise on the Mechanics of Fluids*", 2nd Ed. Edward Arnold Ltd, (1962).
- [14] - D. BRINCK, & N. JEREMEJEFF, "*The development of a vertical axis tidal current turbine*", Master's thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, SE-100 44 Stockholm, (2013).
- [15] - A. L. NIBLICK, "*Experimental and Analytical Study of Helical Cross-Flow Turbines for a Tidal Micropower Generation System*", Phd Thesis, University of Washington, (2012).
- [16] - M. SHIONO, K. SUZUKI, & S. KIHO, "*Output characteristics of Darrieus water turbine with helical blades for tidal current generations*", In Proceedings of The Twelfth International Offshore and Polar Engineering Conference, Kitakyushu, Japan, (2002) 859 - 864.
- [17] - T. BURTON, D. SHARPE, N. JENKINS, & E. BOSSANYI, "*Wind energy handbook*", Ed. John Wiley & Sons, Ltd, New-York, (2001).
- [18] - N. DELLINGER, "*Instrumentation d'un tunnel hydrodynamique pour la caractérisation de turbines à flux traverse*". Thèse de doctorat, Université de Grenoble, (2011).
- [19] - A GORLOV, "*Developpement of the helical reaction hydraulic turbine*" Technical Report DOE/EE/15669-T1, DE-FG01-96EE 15669, (1998).
- [20] - L. BEAUTET, "*Etude expérimentale et numérique du décrochage dynamique sur une éolienne à axe vertical de forte solidité*". Thèse de doctorat, Université de Poitiers, (2014).
- [21] - A. ALAIMO, A. ESPOSITO, A. MESSINEO, C. ORLANDO, & D. TUMINO, "*3D CFD analysis of a vertical axis wind turbine*". Energies, 8 (2) (2015) 3013 - 3033.
- [22] - J. STRICKLAND, "*The Darrieus turbine: A performance prediction model using multiple stream tubes*", technical report sand75-041. Sandia National Laboratories, Albuquerque, (1975).

**Titre : Modélisation numérique et optimisation des hydroliennes à axe vertical avec des méthodes évolutionnaires**

**Résumé :** Cette thèse s'inscrit dans le contexte de l'étude et le développement des énergies marines renouvelables, et plus particulièrement des dispositifs d'extraction d'énergie cinétique des courants de marées ou fluviaux à flux transverse. Les travaux de thèse s'articulent en trois objectifs. Le premier objectif est la modélisation numérique des hydroliennes à axe vertical permettant d'évaluer les performances en termes des coefficients de puissance et de couple. Le deuxième objectif est l'étude paramétrique de l'hydrolienne afin d'améliorer les performances. Le troisième objectif vise à proposer les méthodes d'optimisation évolutionnaires permettant de déterminer les dimensions physiques optimales de l'hydrolienne à axe vertical. Le comportement des hydroliennes à pales droites et à pales hélicoïdales est analysé en termes de performances. Par ailleurs, des simulations numériques des hydroliennes, obtenues à l'aide de code de calcul fondé sur un modèle à tubes de courants multiples et deux disques actuateurs sont présentées. La comparaison des résultats avec ceux de la littérature s'est révélée encourageante, notamment le rendement hydrodynamique et le paramètre d'avance optimal. Les effets des paramètres géométriques et hydrodynamiques sur les performances sont également examinés. L'algorithme d'optimisation par essaim de particules (PSO) et l'algorithme génétique sont proposées parmi les méthodes d'optimisations évolutionnaires pour résoudre les problèmes des hydroliennes. Les résultats obtenus sur les deux hydroliennes à axe vertical proposées montrent l'efficacité de PSO par rapport à l'algorithme génétique tant la convergence que le temps de calcul.

**Mots-clés :** Hydrolienne à axe vertical, pales droites, pales hélicoïdales, énergie renouvelable marine, méthodes des tubes de courants, optimisation par essaim de particules, algorithme génétique

**Title : Numerical modeling and optimization of vertical axis tidal turbine with evolutionary methods**

**Abstract :** This work describes in the context of the study and the development of renewable marine energy, particularly energy extraction devices kinetic tidal and river currents cross flow. This thesis is organized in three objectives. The first objective is the numerical modeling of vertical axis turbines to assess the performance in terms of power and torque coefficients. The second objective is the parametric study of the tidal turbine in order to improve performance. The third objective is to propose evolutionary optimization methods to determine the optimal parameters of the tidal vertical axis turbine design. The behavior of the turbines blades with straight and helical blades is analyzed in terms of performance. In addition, numerical simulations of turbines, obtained with the computer code based on a double multiple streamtube model are shown. Comparing the results with those of the literature has been encouraging, particularly the hydrodynamic performance and optimum tip speed ratio. The effects of geometric and hydrodynamic parameters on the turbine performance are also examined. Among several methods of evolutionary optimization, the Particle Swarm Optimization (PSO) and the genetic algorithm are selected to solve problems of tidal flow cross turbines. The results obtained from two vertical axis turbines proposed show the effectiveness of PSO compared to the genetic algorithm as the convergence of computing time.

**Keywords :** Vertical axis tidal turbine, straight blades, helix blades, marine renewable energy, double multiple streamtube method, particles swarm optimization, genetic algorithm

**Directeur de thèse :** Professeur RATIARISON Adolphe Andriamanga

**Impétrant :** MANASINA Ruffin, tél : 032 40 034 99, e-mail : ruffin.manasina@gmail.com, adresse : ISSSTM, Université de Mahajanga, Bâtiment Ex-LOLO Mahajanga-Be