



# **Etude des tuyères composites pour une conception optimale d'une hydrolienne à axe horizontal**

Mahrez Ait Mohammed

## **► To cite this version:**

Mahrez Ait Mohammed. Etude des tuyères composites pour une conception optimale d'une hydrolienne à axe horizontal. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Bretagne occidentale - Brest, 2017. Français. <NNT : 2017BRES0002>. <tel-01493676>

**HAL Id: tel-01493676**

**<https://theses.hal.science/tel-01493676v1>**

Submitted on 21 Mar 2017

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

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



HAL Authorization



université de bretagne  
occidentale

UNIVERSITE  
BRETAGNE  
LOIRE

THÈSE / UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

*sous le sceau de l'Université Bretagne Loire*

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

*Mention : Génie Mécanique - Mécanique des Fluides et Énergétique*

**École Doctorale des Sciences de la Mer**

Présentée par

**Mahrez AIT MOHAMMED**

Préparée à l'Institut de Recherche Dupuy de  
Lôme, CNRS FRE- 3744, ENSTA Bretagne.

**Thèse soutenue le 13 janvier 2017**

Devant le jury composé de :

**Zitouni AZARI**

Professeur, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz / *Rapporteur*

**Khalid LAFDI**

Professeur, University of Dayton, USA / *Rapporteur*

**Zouheir ABOURA**

Professeur, Université de Technologie de Compiègne / *Examineur*

**Mohamed BENBOUZID**

Professeur, Université Européenne de Bretagne / *Examineur*

**Bettar Ould EL MOCTAR**

Professeur, University of Duisburg-Essen, Germany / *Examineur*

**Abdellatif IMAD**

Professeur, Université de Lille 1, Polytech Lille / *Invité*

**Fodil MERAGHNI**

Professeur, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Metz / *Invité*

**Michel POITIER-FERRY**

Professeur, Université de Lorraine / *Examineur*

**Mostapha TARFAOUI**

Enseignant Chercheur - HDR, ENSTA Bretagne / *Directeur*

**Jean-Marc LAURENS**

Enseignant Chercheur - HDR, ENSTA Bretagne / *Co-Directeur*

# Étude des Tuyères Composites pour une Conception Optimale d'une Hydrolienne à Axe Horizontal

## Study of Composites Ducts for Optimal Design of an Horizontal Axis Tidal Turbine



## **REMERCIEMENTS**

---

Les travaux que je présente dans ce mémoire ont été réalisés à l'ENSTA Bretagne au sein de l'équipe Dynamique des Fluides, des Matériaux et des Structures (DFMS), Institut de Recherche Dupuy de Lôme à Brest.

Je tiens tout d'abord à remercier chaleureusement Messieurs, Mostapha TARFAOUI, mon directeur de thèse, et Jean-Marc LAURENS, mon co-directeur, pour m'avoir fait confiance, pour leur aide précieuse et pour les années de travail que j'ai passées sous leur encadrement. Leur rigueur scientifique et leurs qualités humaines ont fait de cette thèse une expérience enrichissante pour moi. Je remercie Monsieur Yves-Marie Scolan, pour m'avoir accueilli au sein de son département et m'avoir permis de travailler dans de très bonnes conditions.

Je veux ensuite remercier Messieurs Zitouni ARAZI, Professeur de l'Université de Lorraine, et Khalid LAFDI, Professeur de l'Université de Dayton, pour m'avoir fait l'honneur de bien vouloir rapporter ce mémoire. Je suis également très reconnaissant à Monsieur Michel POITIER-FERRY, Professeur de l'Université de Lorraine, d'avoir accepté de présider mon jury de thèse de doctorat. Je remercie Messieurs, Zouheir ABOURA, Mohamed BENBOUZID, Bettar Ould EL MOCTAR, d'avoir accepté le rôle d'examineur. Je remercie également Messieurs Abdellatif IMAD et Fodil MERAGHNI, d'avoir participé à mon jury.

Au tour maintenant des doctorants, ingénieurs de recherche et certains enseignants-chercheurs de l'ENSTA Bretagne que j'ai eu le plaisir de côtoyer pendant ces travaux : Abou, Ahmed, Alain, Antoine, Carole, Charbel, Guilhem, Jamal, Julien, Marion, Matthieu, Mehdi, Mohamed, Nedeleg, Nicolas, Omar, Owais, Richard, Sonia, Sylvain,... pour les discussions passionnantes que nous avons eues et surtout leur sympathie.

Je remercie Pauline et Samantha pour les corrections et la relecture du mémoire.

Enfin je veux remercier ma famille pour leur soutien et leurs encouragements tout au long de ces travaux.





<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE 1 : ETAT DE L'ART SUR LES HYDROLIENNES</b>	<b>9</b>
1.1 INTRODUCTION	10
1.2 SYSTEMES DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE	10
1.2.1 Classement des hydroliennes	11
1.2.2 Hydrolienne à axe horizontal versus hydrolienne à axe vertical	12
1.2.3 Hydrolienne versus éolienne	13
1.3 THEORIE DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE	14
1.4 SYSTEME DE CARENAGE	20
1.4.1 Classification des systèmes de carénage	21
1.4.2 Principe de fonctionnement d'une turbine carénée	24
1.4.3 Modèles analytiques pour l'étude de turbines carénées	25
1.5 ETUDE DES TURBINES MUNIES D'UN SYSTEME DE CARENAGE	29
1.5.1 Analyse des éoliennes munies d'un carénage	30
1.5.2 Analyse des hydroliennes munies d'un carénage	33
1.6 CONCLUSION	36
Bibliographie	38
<b>CHAPITRE 2 : ETUDE HYDRODYNAMIQUE D'UNE HYDROLIENNE</b>	<b>41</b>
2.1 METHODES NUMERIQUES D'ETUDE DU COMPORTEMENT HYDRODYNAMIQUE DES HYDROLIENNES	42
2.1.1 Méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement (BEMt : Blade Element Momentum Theory)	42
2.1.2 La méthode des éléments de frontières (Boundary Element Method)	45
2.1.3 Les méthodes à solveurs RANS (Reynolds Average Navier Stokes)	46
2.2 THEORIE DE L'ECOULEMENT POTENTIEL	49
2.2.1 Équation principale	49
2.2.2 Conditions aux limites	50
2.2.2.1 Condition de glissement	50
2.2.2.2 Condition à l'infini	50
2.2.2.3 Condition de Kutta	50
2.2.3 Solution intégrale	52



4.4 LES COMPOSITES EN CONSTRUCTION NAVALE	101
4.4.1 Hélice marine en matériaux composites	101
4.4.2 Hélice de génération de puissance (hydrolienne) en matériaux composites	104
4.5 ENDOMMAGEMENT DES COMPOSITES	107
4.5.1 Fissuration de la matrice	107
4.5.2 Décohésion fibre-matrice	108
4.5.3 Rupture des fibres	108
4.5.4 Délaminage	109
4.6 ECHELLES DE MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES	111
4.7 MODELISATION DE L'ENDOMMAGEMENT DES STRUCTURES COMPOSITES	112
4.7.1 Approches fondées sur des critères d'initiation à la ruine	113
4.7.2 Approches basées sur la Mécanique de l'Endommagement	114
4.7.3 Approches basées sur la Mécanique de la Rupture	123
4.8 MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES SOUS UN CODE ELEMENTS FINIS	128
4.9 CONCLUSION	130
Bibliographie	131
 <b>CHAPITRE 5 : CONCEPTION STRUCTURELLE D'UN CARENAGE D'HYDROLIENNE</b>	 <b>137</b>
5.1 INTRODUCTION	138
5.2 PROJECTION DES CHARGEMENTS ET FIXATION DE LA TURBINE	138
5.2.1 Transfert des pressions	138
Interpolation spatiale	141
5.2.2 Conditions aux limites (fixation du carénage)	145
5.3 CONCEPTION D'UN CARENAGE D'HYDROLIENNE EN COMPOSITE	146
5.3.1 Matériaux utilisés dans la modélisation	147
5.3.2 Modélisation du plan de stratification de la tuyère	148
5.3.3 Détermination de la stratification adéquate	149
5.3.4 Convergence du maillage	150
5.3.5 Influence de la géométrie	151
5.4 COMPARAISON DES GEOMETRIES DE CARENAGE	152
5.5 ETUDE D'UNE GEOMETRIE OPTIMALE	157

5.5.1 Paramètres d'optimisation	157
5.5.2 Géométrie optimale de longeron	158
5.5.3 Optimisation des épaisseurs	167
5.5 CONCLUSION	172
Bibliographie	173
<b>CHAPITRE 6 : IMPACT SUR DES STRUCTURES COMPOSITES</b>	<b>174</b>
6.1 CONTEXTE	175
6.2 ETAT DE L'ART SUR L'IMPACT	176
6.2.1 Les différentes catégories d'impact	177
6.2.2 Impact à basse vitesse	178
6.2.3 Impact à grande vitesse	178
6.2.4 Modes d'endommagement d'un composite suite à un impact	179
6.3 MODELISATION NUMERIQUE DE L'ENDOMMAGEMENT INTRA-LAMINAIRE	180
6.3.1 Description du modèle	181
6.3.2 Application du modèle à un pli composite orthotrope	184
6.3.2.1 Tension/compression dans la direction des fibres	185
6.3.2.2 Tension/compression dans la direction transversale	187
6.3.3 Application du modèle à un cas d'impact d'une plaque composite	190
6.4 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT MOYENNE/GRANDE VITESSE	196
6.4.1 Description du modèle	197
6.4.2 Modélisation numérique de l'impact	198
6.4.3 Comparaison essai/simulation numérique	198
6.5 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT FAIBLE VITESSE	206
6.5.1 Description du modèle	206
6.5.2 Modélisation numérique de l'impact	207
6.5.3 Influence du critère implémenté	209
6.5.4 Comparaison essai endommagement/simulation numérique	213
6.5.4.1 Introduction des interfaces	218
6.5.4.2 Influence des paramètres de la loi d'interface	222
6.6 DISCUSSION	224
6.7 CONCLUSION	228
Bibliographie	230

<b>CHAPITRE 7 : IMPACT SUR UN CARENAGE D'HYDROLIENNE</b>	<b>234</b>
7.1 INTRODUCTION	235
7.2 IMPACT SUR CARENAGE D'HYDROLIENNE	235
7.2.1 Description du modèle	236
7.2.2 Modélisation numérique de l'impact sur une tuyère d'hydrolienne	237
7.2.3 Effet de l'énergie d'impact	245
7.3 MODELISATION DE LA TUYERE COMPLETE	248
7.3.1 Stratégie de modélisation	248
7.3.1.1 Modèle complet de la tuyère	249
7.3.1.1.1 Géométrie et plan de stratification	249
7.3.1.1.2 Conditions limites et maillage	249
7.3.1.1.3 Résultats	251
7.3.1.2 Modèle d'impact	251
Réponse à l'impact	252
7.3.1.3 Approche de type <i>submodeling</i>	253
Résultats du sous-modèle	256
7.4 CONCLUSION ET DISCUSSION	258
Bibliographie	260
 <b>CONCLUSION GENERALE</b>	 <b>261</b>
<b>ANNEXE A.1</b>	<b>266</b>
<b>ANNEXE A.2</b>	<b>270</b>
<b>ANNEXE A.3</b>	<b>279</b>
<b>ANNEXE A.4</b>	<b>283</b>
<b>ANNEXE A.5</b>	<b>285</b>
<b>ANNEXE A.6</b>	<b>298</b>

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1:	Pourcentage des technologies de conversion d'énergie hydrocinétique (Khan et al. (2009) [1])	11
Figure 1.2:	Pourcentage des technologies de catégorie turbine (Khan et al. (2009) [1])	11
Figure 1.3:	Classement des hydroliennes	11
Figure 1.4:	Hydroliennes à axe horizontal (Khan et al. (2009) [1])	12
Figure 1.5:	Hydroliennes à axe vertical (Khan et al. (2009) [1])	12
Figure 1.6:	Comparaison entre les géométries d'une hydrolienne et d'une éolienne fournissant la même puissance (100kW)	13
Figure 1.7:	Modèle du disque actionneur	15
Figure 1.8:	Vitesses amont et aval selon la théorie du disque actionneur	18
Figure 1.9:	Évolution du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du paramètre $a$	19
Figure 1.10:	Comparaison entre les limites de Betz (59.3%) et de Gorban et al. (30.1%)	19
Figure 1.11:	Avis sur l'utilisation d'un système de carénage à une hydrolienne à axe horizontal (Khan et al. (2009) [1])	20
Figure 1.12:	Différentes formes de carénage. La flèche indique le flux entrant (Khan et al. (2009) [1])	21
Figure 1.13:	Hydrolienne Clean Current de Clean Current Power Systems (Canada) [23]	23
Figure 1.14:	Hydrolienne UEK d'Underwater Electric Kite (Royaume-Uni) [24]	23
Figure 1.15:	Hydrolienne série-AS d'Atlantis Resources (Singapour) [25]	23
Figure 1.16:	Hydrolienne Open-Centre d'OpenHydro (France) [26]	23
Figure 1.17:	Principe de l'hydrolienne BluStream de Guinard Energies (France) [27]	23
Figure 1.18:	Tube de courant en absence et en présence d'un carénage à circulation positive	24
Figure 1.19:	Volume de contrôle du modèle analytique de Werle et Presz (2008) [30]	25
Figure 1.20:	Evolution du coefficient de puissance en fonction du coefficient de poussée du rotor pour différentes valeurs de $C_s$	28
Figure 1.21:	Evolution du coefficient de puissance en fonction du coefficient de traînée du carénage et du coefficient de poussée du rotor	29
Figure 1.22:	Carénage à section unique de profil d'aile (Aumelas (2011) [31])	29
Figure 1.23:	Concept de l'éolienne carénée conçue par Vortec Energy (Phillips et al. (2005) [28])	31
Figure 1.24:	Modélisation de l'éolienne carénée de Vortec Energy (Phillips (2003) [36])	31
Figure 1.25:	Eolienne carénée analysée par Grassmann et al. (2003) [37]	31
Figure 1.26:	Concept de l'éolienne carénée conçue par Wind Tamer Corporation [40]	32
Figure 1.27:	Concept de diffuseur à rebord proposé par Ohya et al. (2008) [41]	32
Figure 1.28:	Vue schématique de l'écoulement autour d'un diffuseur à rebord. Principe expliqué par Abe et Ohya (2004) [42]	32
Figure 1.29:	Hydrolienne tripale de Bahaj et al. (2007) sous tuyère accélératrice, testée expérimentalement par Reinecke et al. (2011) [50]	34
Figure 1.30:	Hydrolienne libre analysée expérimentalement par Sun et Kyojuka (2012) [51]	35
Figure 1.31:	Hydrolienne carénée analysée expérimentalement par Sun et Kyojuka (2012) [51]	35
Figure 1.32:	Hydrolienne carénée testée expérimentalement par Luquet et al. (2013) [27]	35
Figure 2.1:	Principe de la méthode de l'élément de pale (Kulunk (2011) [10])	43
Figure 2.2:	Efforts ( $L$ pour la portance et $D$ pour la traînée) résultants sur un profil 2D	43

Figure 2.3:	Mesures expérimentales des performances hydrodynamiques menées sur une hydrolienne à l'échelle 1:15 (Bahaj et Myers (2013) [19])	44
Figure 2.4:	Modèle d'hydrolienne tripale proposé par Chulhee et al. (2012) [29]	47
Figure 2.5:	Schéma mettant en évidence le temps de calcul et la précision	49
Figure 2.6:	Définition du problème potentiel	49
Figure 2.7:	Effet Magnus sur un cylindre	51
Figure 2.8:	Effet de la condition de Kutta sur l'écoulement de fluide parfait autour d'un hydrofoil	52
Figure 2.9:	Champ de vitesse dû à une source	55
Figure 2.10:	Champ de vitesse dû à un doublet	56
Figure 2.11:	Champ de vitesse dû à un tourbillon	57
Figure 2.12:	Exemple de maillage surfacique d'une aile et la nappe de sillage générée par le code potentiel tridimensionnel	60
Figure 2.13:	Hydrolienne versus hélice marine de propulsion (Vaz (2009) [37])	60
Figure 2.14:	Evolution du coefficient de puissance ( $CP$ ) en fonction du coefficient de poussée ( $Cth$ )	62
Figure 2.15:	Procédure itérative de détermination des coefficients hydrodynamiques d'un rotor sous carénage	65
Figure 2.16:	Exemple d'un rotor sous carénage avec le sillage généré par le code potentiel tridimensionnel	65
Figure 4.1:	Renforts à orientations aléatoires (1D, 2D et 3D) incorporés dans une matrice organique	94
Figure 4.2:	Section d'un composite à fibres longues	94
Figure 4.3:	Couches successives d'un stratifié	95
Figure 4.4:	Exemple de composition d'un stratifié quasi-isotrope (Bois (2003) [5])	96
Figure 4.5:	Structure sandwich sollicitée en flexion	96
Figure 4.6:	Principaux procédés de mise en forme des composites à fibres longues et à matrice organique	98
Figure 4.7:	Eolienne CITA (Compagnie Internationale de Turbines Atmosphériques) équipée de pales et un carénage en matériau composite (12kW pour 4m50 de diamètre. Cita-Wind [8])	99
Figure 4.8:	Rotor et système de carénage conçus en matériau composite de l'hydrolienne Open-Centre (Geraghty (2013) [7])	99
Figure 4.9:	Caractéristiques à la rupture mesurées à fraction volumique constante (60%) en fibres sur divers composites à matrice époxyde (Issac et Ishai (2006) [9])	100
Figure 4.10:	Paramètres affectant la conception d'une structure composite	101
Figure 4.11:	Hélice composite tripale testée par Searle (1998) [11]	103
Figure 4.12:	Campagne d'essais sur une hélice marine en composite. Etude menée par le groupe de recherche QinetiQ (Marsh (2004) [12])	103
Figure 4.13:	Hélice marine en composite à pas variable (Lin et al. (2009) [13])	104
Figure 4.14:	Angle d'orientation des fibres d'une pale d'hélice marine en composite (Lin et al. (2009) [13])	104
Figure 4.15:	Hydrolienne MCT double rotor. (Pales en composite de 8m de long et une puissance de 1.2 MW)	105
Figure 4.16:	Nouvelle génération de l'hydrolienne MCT. (Pales en composite de 10m de long et une puissance de 2MW)	105
Figure 4.17:	Dimensions de l'hydrolienne du projet RITE (pales en composite de 5m de long)	105



Figure 4.18:	Prototype de l'hydrolienne Verdant Power dotée de pales en composite	105
Figure 4.19:	Pales et carénage en composite de l'hydrolienne Open-Centre d'OpenHydro	106
Figure 4.20:	Pales en composite de l'hydrolienne Atlantis (série AR, 1MW de puissance)	106
Figure 4.21:	Pales et carénage en composite de l'hydrolienne Atlantis série AS	106
Figure 4.22:	Rupture longitudinale et transversale de la matrice	107
Figure 4.23:	Endommagement dû à une décohésion fibre-matrice	108
Figure 4.24:	Fissuration transversale induite par une décohésion fibres-matrice dans un stratifié (carbone-époxy) soumis à une tension (Aussedat-Yahia (1997) [21])	108
Figure 4.25:	Endommagement dû à une cassure de fibre	109
Figure 4.26:	Observation par fractographie de la rupture des fibres dans un stratifié carbone-époxy (Spiessberger et al. (1998) [24])	109
Figure 4.27:	Micrographie d'une section d'un stratifié carbone-époxy (Godescu (2011) [26])	110
Figure 4.28:	Mécanismes d'endommagement dans les stratifiés (Ladevèze et al. (2000) [27])	110
Figure 4.29:	Décohésion peau-âme dans un sandwich de 30mm d'épaisseur (Greene (2013) [28])	111
Figure 4.30:	Fissuration transversale de l'âme (Greene (2013) [28])	111
Figure 4.31:	Différentes échelles de modélisation d'une pale d'éolienne en composite	112
Figure 4.32:	Modélisation de la réponse contrainte-déformation avec une approche fondée sur la Mécanique de l'Endommagement. Modèle proposé par Matzenmiller et al. (1995) implémenté dans LS-DYNA par Williams et Vaziri (2001)	116
Figure 4.33:	Modes de rupture considérés par Camanho et al. (2007) [55]	117
Figure 4.34:	Loi bilinéaire d'endommagement implémentée dans Abaqus	117
Figure 4.35:	Loi bilinéaire contrainte/déplacement pour chaque mode de rupture	118
Figure 4.36:	Principe de la méthode VCCT (Krueger (2004) [62])	124
Figure 4.37:	Exemple de lois constitutives du modèle des zones cohésives	126
Figure 4.38:	Décomposition d'un stratifié en deux mésoconstituants	126
Figure 4.39:	Modes de rupture considérés dans le modèle cohésif	127
Figure 4.40:	Techniques de modélisation éléments finis d'une structure composite	129
Figure 5.1:	Exemple de maillage du carénage pour : (a) le calcul hydrodynamique et (b) le calcul de structure	139
Figure 5.2:	Points d'intégration du maillage structure	139
Figure 5.3:	Procédure de recherche de la facette contenant le projeté orthogonal du point d'intégration (procédure implémentée dans la routine Dload)	140
Figure 5.4:	Illustration du calcul de pression aux nœuds sommets du maillage fluide	141
Figure 5.5:	Interpolation barycentrique	142
Figure 5.6:	Blocage des degrés de liberté au col du carénage	145
Figure 5.7:	Ratio «Puissance/Masse» du carénage AMM12-6-(5°)	147
Figure 5.8:	Modélisation de la stratification sous Abaqus et effet de l'épaisseur du pli à épaisseur totale constante	148
Figure 5.9:	Déflexion du carénage vs. Nombre de plis (plusieurs épaisseurs de pli)	148
Figure 5.10:	Evolution de la déflexion de la section la plus chargée (e=10mm)	149
Figure 5.11:	Modèle éléments finis du carénage utilisé dans l'étude de convergence	150
Figure 5.12:	Convergence au maillage du modèle éléments finis	151
Figure 5.13:	Modélisation du demi-modèle de carénage de profil AMM12-6(5°)	152
Figure 5.14:	Comparaison des champs de contrainte entre le modèle complet et le demi-modèle	152

Figure 5.15:	Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 0°	154
Figure 5.16:	Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 2°	155
Figure 5.17:	Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 5°	155
Figure 5.18:	Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM 0-6 à 9°	156
Figure 5.19:	Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM 0-6 à 11°	156
Figure 5.20:	Matériaux et stratifications adoptés pour les longerons	158
Figure 5.21:	Sections de longerons testées dans l'optimisation géométrique	161
Figure 5.22:	Contraintes maximales en fonction de la géométrie du longeron	163
Figure 5.23:	Optimisation géométrique de la forme du longeron (verre-polyester)	164
Figure 5.24:	Dimensions du longeron D8 en carbone-époxy	165
Figure 5.25:	Etude des endommagements du carénage et comparaison des zones critiques de concentration de contraintes entre différentes configurations à déflexion maximale égale	165
Figure 5.26:	Etude des endommagements du carénage et comparaison des zones critiques de concentration de contraintes entre différentes configurations à déflexion maximale égale	166
Figure 5.27:	Variation de l'épaisseur des couches de composite le long du profil (itération 11)	168
Figure 5.28:	Distribution des matériaux et variation de l'épaisseur le long du profil	169
Figure 5.29:	Distribution des contraintes lors de la dernière itération (itération 11)	169
Figure 5.30:	Ratio « puissance/masse » <i>versus</i> Rapport « Dentrée/Dsortie »	171
Figure 5.31:	Réponse force-déplacement	171
Figure 6.1:	Mécanisme de rupture des composites unidirectionnels impactés	176
Figure 6.2:	Classification des impacts : (a) impact balistique, (b) impact grande vitesse et (c) impact faible vitesse. Gonzalez et al. (2011) [9]	177
Figure 6.3:	Dégradation des propriétés élastiques telles qu'elles ont été implémentées dans le modèle	183
Figure 6.4:	Implémentation numérique du modèle d'endommagement (Vumat) sous Abaqus	184
Figure 6.5:	Pli composite orthotrope soumis à une tension longitudinale (fibres orientées à 0°)	185
Figure 6.6:	Evolution des contraintes ((a) : $\sigma_{11}$ , (b) : $\sigma_{22}$ , (c) : $\sigma_{33}$ ) et des variables d'endommagement ((d) : $d_{ft}$ et $d_{mt}$ ) du pli orthotrope en tension longitudinale	186
Figure 6.7:	Evolution des contraintes ((a) : $\sigma_{11}$ , (b) : $\sigma_{22}$ , (c) : $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) : $d_{fc}$ ) du pli orthotrope en compression longitudinale	187
Figure 6.8:	Evolution des contraintes ((a) : $\sigma_{11}$ , (b) : $\sigma_{22}$ , (c) : $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) : $d_{mt}$ ) du pli orthotrope en tension transversale	188
Figure 6.9:	Evolution des contraintes ((a) : $\sigma_{11}$ , (b) : $\sigma_{22}$ , (c) : $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) : $d_{mc}$ ) du pli orthotrope en compression transversale	189
Figure 6.10:	Réponse globale force/déplacement du pli orthotrope	190
Figure 6.11:	Maillages de la plaque et de l'impacteur	192

Figure 6.12:	Evolution de la force globale de la plaque (impact à 8 Joules)	193
Figure 6.13:	Courbe de comportement global effort/déplacement dans le cas d'une simulation d'impact incluant l'endommagement intra-laminaire (Vumat) et inter-laminaire (CZM)	193
Figure 6.14:	Evolution de la contrainte $\sigma_{11}$ du premier élément volumique opposé à l'impacteur	194
Figure 6.15:	Fissuration matricielle suivant la direction des fibres dans les plis internes de la plaque suite à un impact de 8 Joules	195
Figure 6.16:	Zoom sur la zone délaminée suite à l'endommagement de la matrice	196
Figure 6.17:	Processus de perforation de la plaque ( $M=0.5g$ )	198
Figure 6.18:	Maillages d'un quart de la plaque et de l'impacteur	198
Figure 6.19:	Vitesses incidentes pour diverses vitesses incidentes (Vumat : Hashin 3D)	199
Figure 6.20:	Confrontation essai/simulation des vitesses résiduelles (Vumat : Hashin 3D)	199
Figure 6.21:	Vitesses incidentes pour diverses vitesses incidentes (Vumat : Hashin-Puck)	201
Figure 6.22:	Confrontation essai/simulation des vitesses résiduelles (Vumat : Hashin-Puck)	201
Figure 6.23:	Comparaison des vitesses résiduelles avec et sans modèle d'interface ( $V_i = 250 \text{ m/s}$ )	202
Figure 6.24:	Confrontation de la cinétique d'endommagement (fissuration matricielle) entre le modèle intra-laminaire et le modèle intra-laminaire associé au modèle d'interface	204
Figure 6.25:	Comparaison de la cinétique d'endommagement (fissuration matricielle)	205
Figure 6.26:	Photographie du montage du dispositif d'impact (Tarfaoui et al. (2007) [39])	207
Figure 6.27:	Maillages du cylindre et de l'impacteur (le quart du modèle)	208
Figure 6.28:	Réponse de la structure pour différentes tailles de maille dans le cas d'un impact sans endommagement à 1.922 Joules ( $V=1.55 \text{ m/s}$ )	209
Figure 6.29:	Comparaison des critères constituant la loi de comportement du pli implémentée dans la Vumat avec les données expérimentales pour un impact sans endommagement de 1.922 Joules ( $V=1.55 \text{ m/s}$ )	211
Figure 6.30:	Etat d'endommagement matriciel du calcul d'impact prévu par les trois lois de comportement du pli implémentées dans la Vumat (impact à 1.922 Joules, $V=1.55 \text{ m/s}$ )	212
Figure 6.31:	Confrontation essai/calcul pour un impact de 5.202 Joules ( $V=2.55 \text{ m/s}$ )	213
Figure 6.32:	Confrontation essai/calcul pour un impact de 10.082 Joules ( $V=3.55 \text{ m/s}$ )	214
Figure 6.33 :	Confrontation essai/calcul pour un impact de 44.76 Joules ( $V=7.48 \text{ m/s}$ )	215
Figure 6.34:	Endommagement de la matrice prévu par le modèle du pli pour les impacts à (a) 5.202 Joules, (b) 10.082 Joules et (c) 44.76 Joules	216
Figure 6.35:	Endommagements observés lors des essais d'impact à différentes vitesses (Tarfaoui et al. (2011) [42])	217
Figure 6.36:	Délaminages observés lors des essais d'impact (Gning et al. (2005) [38])	217
Figure 6.37:	Comparaison des forces sur le cylindre lors d'un impact à 5.202 Joules ( $V=2.55 \text{ m/s}$ )	219
Figure 6.38:	Evolution temporelle de la force de réaction du cylindre et du déplacement de l'impacteur, impact à 5.202 Joules ( $V=2.55 \text{ m/s}$ )	220
Figure 6.39:	Evolution temporelle de la force de réaction du cylindre et du déplacement de l'impacteur, impact à 10.082 Joules ( $V=3.55 \text{ m/s}$ )	221
Figure 6.40:	Evolution temporelle des forces de réaction sur le cylindre impacté à (a) 5.202 Joules et (b) 10.082 Joules, selon le couple des valeurs de contraintes	223

	d'amorçage en mode I et en mode II pour la loi cohésive bilinéaire	
Figure 6.41:	Evolution temporelle des forces de réaction du cylindre impactée à (a) 5.202 Joules et (b) 10.082 Joules, selon le couple de valeurs des ténacités en mode I et en mode II choisies pour la loi cohésive bilinéaire	224
Figure 7.1:	Pressions auxquelles la tuyère de rapport $D_{entrée}/D_{sortie}=0.925$ est confrontée	236
Figure 7.2:	Profils des deux configurations de tuyère impactée	237
Figure 7.3:	Vue schématique de la configuration 2 comportant 32 nervures au bord de fuite	237
Figure 7.4:	Maillages de la tuyère et de l'impacteur	239
Figure 7.5:	Vitesse d'impact dans le repère de la tuyère	240
Figure 7.6:	Réponse des deux configurations au choc avec un impact de 153.8 kJ	241
Figure 7.7:	Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à $0^\circ$	242
Figure 7.8:	Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à $90^\circ$	243
Figure 7.9:	Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à $45^\circ$	244
Figure 7.10:	Evolution temporelle de la force de contact pour différentes énergies d'impact	245
Figure 7.11:	Fissuration matricielle (mode tension) pour les six niveaux d'énergie d'impact	246
Figure 7.12:	Fissuration matricielle (mode compression) pour les six niveaux d'énergie d'impact	247
Figure 7.13:	Attribution du plan de drapage suivant les partitions géométriques	249
Figure 7.14:	Système de fixation et modèle numérique	250
Figure 7.15:	Zones fortement sollicitées et déflexion maximale	251
Figure 7.16:	Scénario d'impact sur la tuyère	252
Figure 7.17:	Energies du modèle numérique	252
Figure 7.18:	Réponse de la structure lors d'un impact à 7.18 kJ	253
Figure 7.19:	Modélisation de l'impact sur la tuyère par une approche de type submodeling	255
Figure 7.20:	Procédure de calcul submodeling de la tuyère suite à un scénario d'impact	256
Figure 7.21:	Répartition de l'endommagement de la matrice dans la zone de contact	257
Figure 7.22:	Répartition des dommages matriciels dans les plis situés en vis-à-vis de la zone impactée	258

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1:	Comparaison entre turbine de même diamètre dans l'air et dans l'eau à diverses vitesses d'écoulement amont	14
Tableau 1.2:	Equations du modèle analytique proposé par Werle et Presz (2008). Configuration carénée versus libre	27
Tableau 1.3:	Coefficients de puissance de diverses éoliennes carénées	33
Tableau 1.4:	Coefficient de puissance d'hydroliennes munies d'un carénage	36
Tableau 2.1:	Méthodes numériques dédiées à l'étude des hydroliennes	48
Tableau 2.2:	Extrapolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion vers le mode turbine	63
Tableau 4.1:	Comparaison des caractéristiques mécaniques en flexion (rigidité et résistance) et des masses de trois structures composites (un stratifié et deux sandwichs)	97
Tableau 4.2:	Critères des différentes théories de rupture illustrant les différents modes ainsi que les paramètres matériaux considérés	114
Tableau 4.3:	Expression tridimensionnelle du critère 2D de Hashin et approche implémentée dans Abaqus par Lapczyk et al. (2007)	120
Tableau 4.4:	Approche bidimensionnelle de Matzenmiller et al. (1995) et critère implémenté dans LS-Dyna par Williams et Vaziri (2001)	121
Tableau 4.5:	Déplacement équivalent et contrainte équivalente lors de la modélisation de l'adoucissement (Xin et Wen (2015) [56])	122
Tableau 5.1:	Pressions hydrodynamique et hydrostatique appliquées au carénage (AMM 12-6 : profil 12% de cambrure et 6% d'épaisseur)	143
Tableau 5.2:	Pressions hydrodynamique et hydrostatique appliquées au carénage (AMM 0-6 : profil symétrique à 6% d'épaisseur)	144
Tableau 5.3:	Comparaison entre un carénage AMM12-6 en acier, en aluminium et en composite à puissance extraite équivalente	146
Tableau 5.4:	Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [5])	147
Tableau 5.5:	Effet de la stratification sur la déflexion du carénage AMM12-6(5°)	149
Tableau 5.6:	Comparaison de la déflexion maximale et du ratio «puissance/masse» des différentes formes de carénage à encombrement égal ( $D_{sortie} = 20m$ )	153
Tableau 5.7:	Valeurs maximales du critère de Hashin pour les différentes formes de carénage	154
Tableau 5.8:	Moyenne des valeurs maximales du critère de Hashin de toutes les géométries	157
Tableau 5.9:	Comparaison du longeron D8 en verre-polyester et en carbone-époxy à déflexion égale	162
Tableau 5.10:	Itérations réalisées lors de l'optimisation des épaisseurs le long du profil	168
Tableau 5.11:	Résultats des dernières itérations pour les différentes géométries de carénage	170
Tableau 6.1:	Attribution des variables scalaires d'endommagement à chaque mode de rupture (critère bidimensionnel de Hashin étendu au cas tridimensionnel)	182
Tableau 6.2:	Propriétés mécaniques du pli orthotrope (verre/époxy)	185
Tableau 6.3:	Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [28])	191
Tableau 6.4:	Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de propagation de Benzeggagh, Shah (2014) [28])	191
Tableau 6.5:	Propriétés de la plaque composite Carbone/époxy	197

Tableau 6.6:	Attribution des variables scalaires d'endommagement à chaque mode de rupture (le critère de Hashin3D pour les fibres et le critère de Puck pour la matrice)	200
Tableau 6.7:	Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de Benzeggagh, Chiminelli et al. (2011) [36])	202
Tableau 6.8:	Confrontation numérique/expérimentale de la vitesse résiduelle	203
Tableau 6.9:	Comparaison des pics de force de réaction de la plaque	203
Tableau 6.10:	Propriétés du cylindre composite en verre/époxy	207
Tableau 6.11:	Formulation tridimensionnelle du critère de Hashin (Hashin (1980) [41])	212
Tableau 6.12:	Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de Benzeggagh)	218
Tableau 6.13:	Influence des valeurs des résistances interfaciales. Cas de référence surligné en gras	222
Tableau 6.14:	Influence des valeurs des ténacités en mode I et en mode II choisies pour la loi cohésive bilinéaire. Cas de référence surligné en gras	222
Tableau 6.15:	Résumé des critères de ruine de la matrice implémentés dans la loi de comportement du pli (Vumat)	227
Tableau 7.1:	Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [1])	238



## **INTRODUCTION GENERALE**

La raréfaction des ressources fossiles non renouvelables et le dérèglement climatique font de la question énergétique un enjeu d'envergure mondiale. Lors de la dernière conférence mondiale sur le climat (COP21) organisée à Paris en 2015, tous les Etats de la planète se sont engagés à lutter ensemble contre le réchauffement climatique, étroitement lié à l'exploitation des énergies fossiles, en baissant leurs émissions de gaz à effet de serre. Un accord audacieux ayant pour objectif une limitation du réchauffement climatique mondial entre 1.5°C et 2°C d'ici 2100 a été décidé (COP21 (2015) [1]). La concrétisation de cet accord passe essentiellement par la mise en œuvre de la transition énergétique, grâce au développement de nouvelles sources d'énergie qui ne polluent pas et ne produisent pas de déchets. La quête d'exploitation de nouvelles sources d'énergie n'émettant pas de gaz à effet de serre devient alors un objectif mondial de première importance. En effet, pour réduire drastiquement les émissions globales de gaz à effet de serre, il est impératif, en plus des économies d'énergie, de remplacer autant que possible l'utilisation des carburants fossiles provenant des sources d'énergie non renouvelables. Ainsi, l'électricité ne sera plus totalement produite par des centrales nucléaires, des centrales à gaz ou à partir du charbon, mais avec la contribution notable des énergies renouvelables. Parmi celles-ci, les énergies marines renouvelables (EMR) gagnent de plus en plus d'intérêt en raison des diverses formes qu'elles peuvent prendre en vue d'un approvisionnement stratégique en énergie renouvelable sur le long terme.

Les EMR sont aujourd'hui considérées comme une composante indispensable du bouquet énergétique mondial. Outre le fait qu'elles soient inépuisables, les EMR procurent une production d'énergie qui ne pollue pas et qui est exportable à terre. Le terme EMR englobe en réalité l'ensemble des énergies inépuisables exploitées à partir des ressources colossales du milieu marin : le vent, la houle, les courants marins (courants océaniques et courants de marée), la salinité et la biomasse (Paillard (2009) [2]). L'exploitation de toutes ces énergies est potentiellement possible et a déjà commencé à prendre de l'intérêt, à des stades très variés, auprès des industriels et des institutions de recherche et de développement à travers le monde. Les différents projets destinés au développement des installations de production des EMR soutenus par des gouvernements et de grands groupes sont la preuve d'une véritable volonté, parfois précoce, d'ouvrir une nouvelle filière industrielle vouée à une exploitation à l'échelle commerciale.

Au sein des EMR, l'énergie produite à partir des courants marins suscite depuis quelques années un intérêt particulier. Les courants sont essentiellement développés à proximité des côtes par les phénomènes de marées. L'onde des marées est amplifiée dans certaines zones privilégiées par la configuration des côtes (Sogreah (2012) [3]). L'exploitation de l'énergie cinétique des masses d'eau mises en mouvement par les courants marins permet de produire de l'électricité. Les hydroliennes convertissent l'énergie cinétique des courants marins en électricité, comme le feraient des éoliennes avec le vent. Les courants marins ont pour caractéristique d'être prévisibles, la production d'électricité peut donc être estimée avec



précision. Cela signifie que l'on peut planifier la production d'un parc hydrolien plusieurs années à l'avance. Cette énergie, faiblement émettrice de CO<sub>2</sub>, affiche des durées annuelles de fonctionnement significatives comprises entre 3000 et 3500 heures [4]. Le potentiel énergétique mondial dont dispose les courants marins ouvre la voie à la création d'une nouvelle filière industrielle, à condition que le retour d'expérience des premiers démonstrateurs montre des résultats probants. La Figure 1 présente une cartographie mondiale des sites à fort potentiel hydrolien.



Figure 1: Cartographie mondiale des sites à fort potentiel pour l'exploitation de l'énergie hydrolienne (Alstom (2014) [5])

Le potentiel mondial d'énergie hydrolienne est estimé entre 50 et 100 gigawatts [4]. Au niveau européen, le Royaume-Uni possède 75% du potentiel dont 50% en Ecosse, la France en possède 20% et le reste du potentiel est réparti entre la Grèce, l'Italie et la Norvège (Menchaca Roa (2011) [6]). Le gisement hydrolien français est particulièrement intéressant car il se positionne à la deuxième place en Europe après le Royaume-Uni. Une étude récente a estimé le potentiel hydrolien français entre 2.5 et 3.5 <sup>1</sup>GW pour une production annuelle de 5 à 14 <sup>2</sup>TWh [4]. La répartition des sites européens à fort potentiel hydrolien, présentée en Figure 2, prouve que le développement de cette énergie est un enjeu énergétique stratégique pour la France. En effet, le développement d'une nouvelle filière industrielle dédiée à l'exploitation de l'énergie contenue dans les courants marins procure, outre la contribution à la réduction des émissions de gaz à effet de serre et donc à la lutte contre le réchauffement climatique, des effets bénéfiques sur les activités économiques de la France, en créant des emplois durables sur toute la chaîne de production (ingénierie, construction, assemblage, installation, production et maintenance).

---

<sup>1</sup> GW : Gigawatts

<sup>2</sup> TWh : Téraheures

En France, le littoral de la Bretagne et de la Normandie possède plusieurs sites où les courants atteignent des valeurs intéressantes pour une exploitation commerciale du potentiel hydrolien. Parmi les sites les plus prometteurs: le site de Paimpol-Bréhat (2m/s) ; La Chaussée de Sein (3m/s) ; le Fromveur à Ouessant (4m/s) et le Raz Blanchard (5m/s), (Sogreah (2012) [3]). Ces données montrent que le Raz Blanchard, situé au large de la presqu'île du Cotentin (Figure 3), possède des courants puissants et constitue alors le meilleur gisement hydrolien de France, favorable à la mise en place de plusieurs hydroliennes.

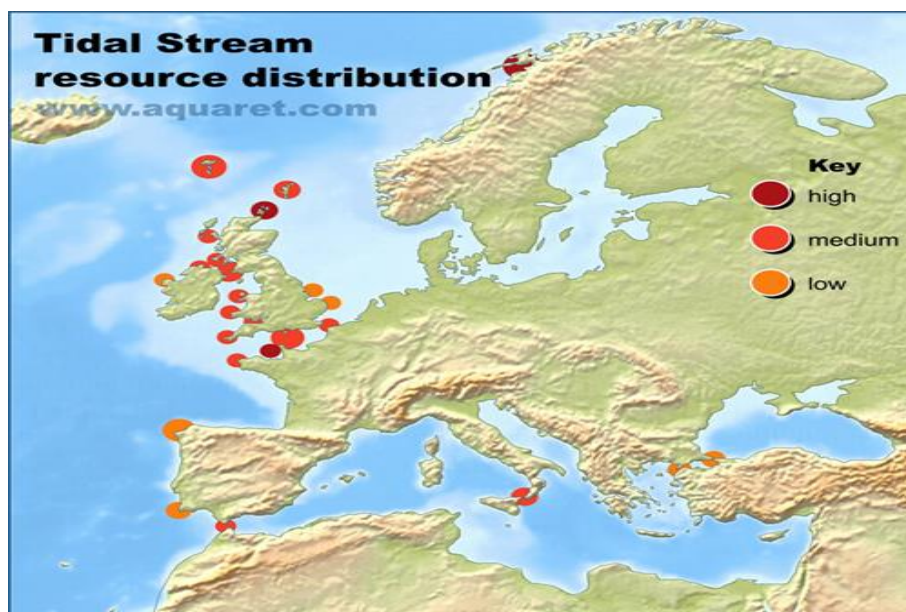


Figure 2: Cartographie qualitative du potentiel européen en énergie hydrolienne (www.aquaret.com [7])

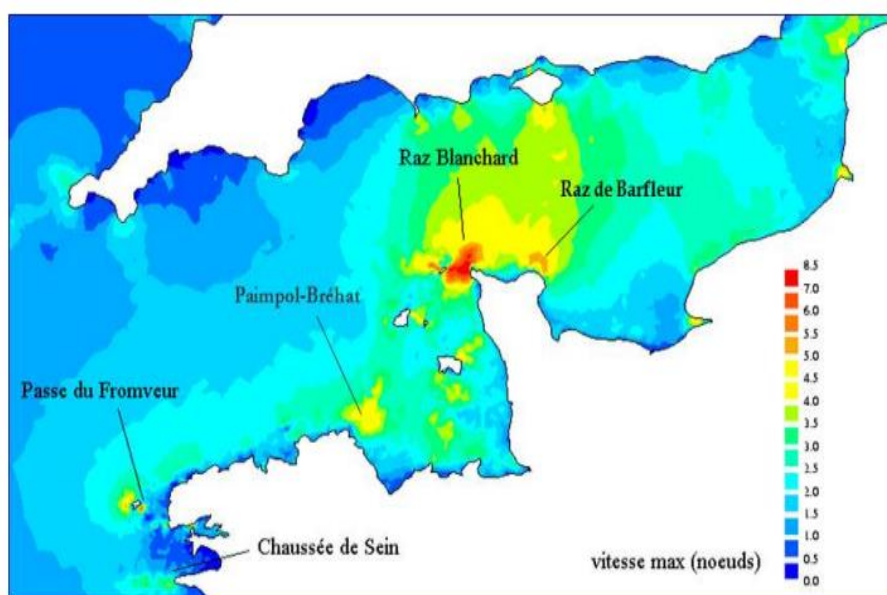


Figure 3: Carte de la ressource française en énergie hydrolienne (Abonne (2009) [8])

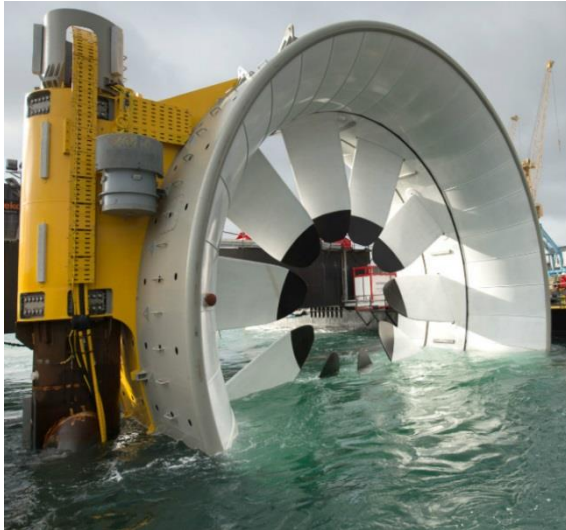
Le concept de turbine sous-marine, appelée hydrolienne, désigne le dispositif qui permet de capter l'énergie cinétique des courants marins pour créer une énergie mécanique, aussi bien à

marée montante que descendante. Cette énergie mécanique est ensuite convertie en énergie électrique par l'intermédiaire d'un alternateur. L'acheminement de l'énergie électrique vers la côte se fait par des câbles électriques sous-marins jusqu'au transformateur, pour que cette énergie soit distribuée dans le réseau électrique.

Les hydroliennes constituent en effet une technologie proche du stade industriel mais toujours en phase d'expérimentation dans des sites d'essai comme par exemple : le Centre Européen pour les Energies Marines (EMEC) en Ecosse ; le Centre de Recherche des Energies Marines en baie de Fundy (FORCE) au Canada ; ou encore le site expérimental de Paimpol en France. Cependant, seuls des prototypes ont été testés et il n'existe à ce jour dans le monde aucun parc contenant de nombreuses hydroliennes connectées au réseau électrique. La majorité des prototypes existant jusqu'à présent, montrent que les concepteurs d'hydroliennes ont essayé de s'appuyer sur une technologie déjà consacrée à l'éolien en raison de la similarité, parfois démesurée, entre les deux concepts. Pourtant, le fonctionnement dans l'eau présente des contraintes de conception différentes que le monde éolien ignore puisqu'il n'y est pas confronté. En effet, la force de traînée augmente considérablement lorsqu'on passe de l'air à l'eau alors que la force centrifuge diminue nettement. De plus, une éolienne est dimensionnée sous des conditions de tempête et non pas à la vitesse d'écoulement qui correspond à la puissance nominale (Shah (2014) [9]). Ceci n'est pas le cas des hydroliennes où l'invisibilité lors du fonctionnement nécessite une réflexion approfondie sur les techniques de conception et de dimensionnement des structures dans un environnement marin contraignant. Une divergence de conception s'impose alors entre le monde des éoliennes et celui des hydroliennes en dépit de la ressemblance entre ces deux concepts. Il sera mis en évidence dans ce travail de recherche que le monde des hélices marines, parfois totalement mis à l'écart par les concepteurs d'hydroliennes, présente une piste intéressante pour l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes.

Il apparaît rapidement, en analysant notamment les concepts d'éoliennes, que certains concepteurs d'hydroliennes font appel à un système de carénage et avancent que l'ajout de cet appendice est favorable pour améliorer le rendement hydrodynamique. Les adeptes des configurations carénées avancent qu'un rotor sous tuyère soigneusement conçue apporte une amélioration significative de la puissance extraite par rapport au même rotor démunie de tuyère. L'étude du gain hydrodynamique que pourrait apporter l'ajout d'un système de carénage à un rotor d'hydrolienne à axe horizontal a donc été naturellement choisie comme point de départ de ce travail de recherche.

Pour atteindre les objectifs de puissance, les hydroliennes nécessitent des structures de grandes dimensions. Pour répondre au besoin des industriels du secteur hydrolien, lié en général à une problématique de gain de masse pour réduire les coûts d'installation et de maintenance et accroître le ratio « puissance/masse » tout en préservant de bonnes propriétés structurelles, les matériaux composites présentent un atout considérable en raison de leurs excellents rapports « masse/résistance » et « masse/rigidité ». Ce choix peut également être justifié pour faciliter l'intégration des pièces. Il est devenu donc fréquent de trouver des démonstrateurs d'hydroliennes ayant des parties structurelles telles que les pales ou la tuyère en matériaux composites (Figure 4).



(a) Pales et tuyère en composite de l'hydrolienne EDF/OpenHydro (démonstrateur du projet Paimpol-Bréhat [10])



(b) Pales en composite de l'hydrolienne AR1000 (démonstrateur d'Atlantis Resources[11])

Figure 4: Photographies de démonstrateurs d'hydroliennes ayant des parties structurales en matériaux composites

Au cours du fonctionnement ou lors des opérations de maintenance, une hydrolienne est inéluctablement confrontée à des chocs de différentes natures. Par ailleurs, plusieurs études (Kim (2008) [12], Hongkarnjanakul (2013) [13], Ostre (2014) [14]) menées dans le cadre de projets de recherche sur le comportement au choc des structures composites identifient l'impact comme le mode de sollicitation le plus critique pouvant diminuer de façon drastique les propriétés structurales. Ceci pose des défis importants aux concepteurs et aux mécaniciens des solides lors du dimensionnement des hydroliennes. Une tuyère d'hydrolienne est en effet, de par sa position, particulièrement confrontée à des impacts de différents niveaux d'énergie. Ceci peut s'avérer très délicat car la structure en question est soumise à des sollicitations sévères liées à l'environnement marin, c'est pourquoi la résistance à l'impact d'une tuyère d'hydrolienne en composite intéresse particulièrement les industriels du secteur hydrolén. Cet aspect sera donc traité en détail dans ce travail de recherche.

## Objectif du travail et organisation du mémoire

Ce travail de recherche a pour objectif de répondre au besoin de disposer d'un ensemble de connaissances, de méthodologies et d'outils, tant d'un point de vue hydrodynamique que structurel, nécessaires à la maîtrise de la conception d'une hydrolienne. Ce mémoire est en effet consacré à l'étude, par voie numérique principalement, des hydroliennes à axe horizontal munies d'une tuyère. En complément, des confrontations avec des données expérimentales sont également réalisées. La structure du mémoire est détaillée en Figure 5.

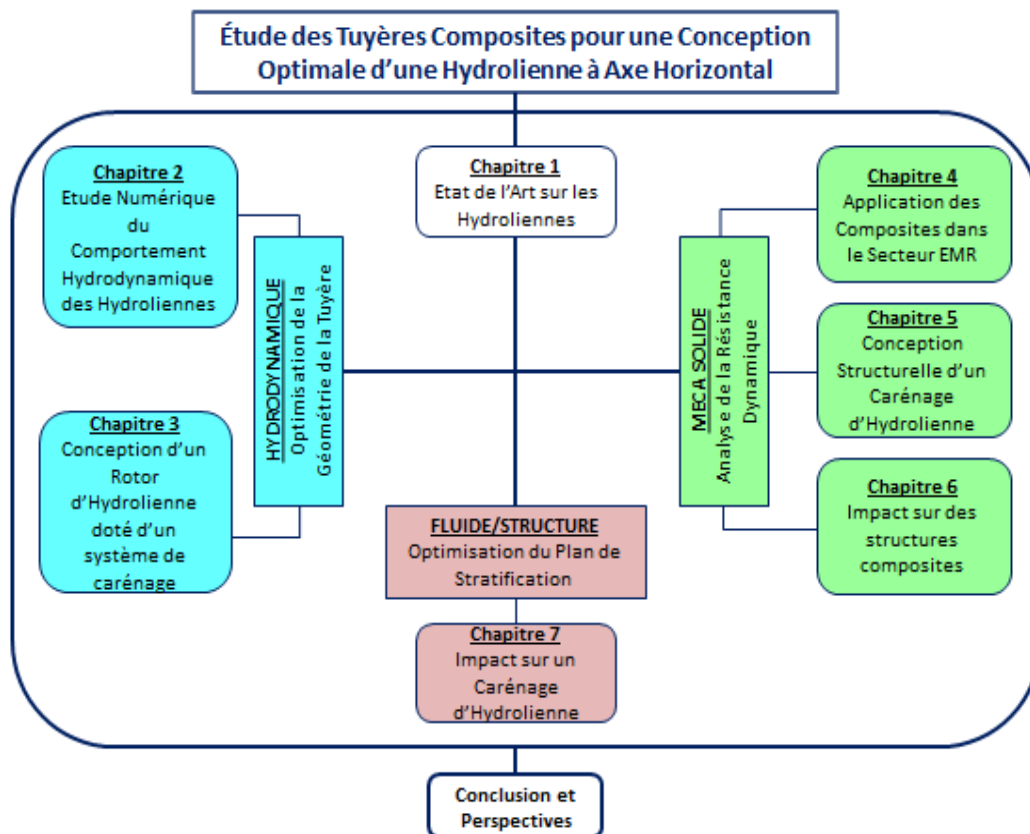


Figure 5: Organisation du mémoire

Le **chapitre 1** du mémoire est consacré à un état de l'art sur les hydroliennes. Une comparaison entre un fonctionnement dans l'air et dans l'eau de turbine à axe horizontal est présentée. L'intérêt est ensuite porté sur les turbines à axe horizontal munies d'un système de carénage. Une revue des études visant à évaluer les performances des configurations carénées est alors réalisée. Le constat est fait que la plupart des études qui avancent que l'ajout d'un carénage en périphérie d'un rotor à axe horizontal procure une amélioration significative du rendement hydrodynamique ne précisent pas la surface de référence employée lors du calcul du coefficient de puissance. Ce chapitre, qui reste toutefois général, vise en effet à montrer que la majorité de ces travaux se réfèrent au diamètre du rotor dans la définition du coefficient de puissance et non pas au diamètre de l'encombrement total.

Les principaux outils numériques adoptés pour l'étude du comportement hydrodynamique d'un rotor d'hydrolienne sont exposés au **chapitre 2**. Une comparaison des différentes méthodes numériques est effectuée. Les limites des méthodes exposées sont ensuite discutées. Le modèle de l'écoulement potentiel et la méthode des éléments de frontières (appelée aussi méthode des singularités), retenus pour l'estimation des performances hydrodynamiques d'une d'hydrolienne, sont décrits de façon détaillée. Une analogie entre le monde des hélices marines et celui des hydroliennes est proposée. Une interpolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion vers le mode turbine est également réalisée. Finalement, la procédure de calcul itératif mise en œuvre pour la détermination des coefficients hydrodynamiques d'un rotor sous tuyère est détaillée.

Au **chapitre 3**, présenté sous forme d'un article rédigé en anglais, une méthodologie de conception d'un rotor d'hydrolienne est proposée suite à la validation de l'outil numérique avec des mesures expérimentales issues de la littérature. L'effet de l'ajout d'une tuyère à encombrement constant sur un rotor optimisé est investigué. Ce chapitre, qui débute par un résumé en français afin de garder une cohérence d'ensemble au mémoire, a fait l'objet d'une publication dans la revue *Renewable Energy*.

Le **chapitre 4** présente un état de l'art sur l'application des matériaux composites en construction navale avec une attention particulière accordée au secteur EMR. Les différents mécanismes d'endommagement liés à ces matériaux sont présentés de manière générale. Les différentes approches de modélisation de l'endommagement et de la ruine des structures composites sont ensuite détaillées.

Une conception structurelle est proposée au **chapitre 5**. Celle-ci est basée sur l'utilisation des matériaux composites pour diverses géométries de carénage d'hydrolienne procurant un gain hydrodynamique. Dans ce chapitre, les sorties du calcul hydrodynamique deviennent des entrées dans le calcul de l'intégrité structurelle. Une fois la forme optimisée définie, les risques d'endommagement dû à un impact sont calculés dans les chapitres suivants.

Le **chapitre 6** traite le problème de l'impact sur des structures composites. Un outil de prédiction des dommages causés par un impact, implémenté dans le code de calcul Abaqus sous forme d'une routine, est développé. Dans le but de valider l'outil, les résultats numériques sont confrontés à des mesures expérimentales issues d'un travail de recherche réalisé dans notre laboratoire.

Le **chapitre 7** est dédié à l'étude du comportement dynamique et de la cinétique d'endommagement d'une tuyère d'hydrolienne sous un chargement dynamique de type impact. Pour atteindre cet objectif, l'outil développé et validé au chapitre 6 est utilisé dans le but de simuler la réponse de la structure. Une démarche de calcul permettant le passage d'une discrétisation coque à une discrétisation volumique est expliquée et appliquée dans le cas de la tuyère d'hydrolienne optimisée au chapitre 5.

Enfin, la thèse s'achève sur une conclusion faisant le bilan du travail de recherche réalisé ainsi que sur des perspectives qui pourront être menées dans le cadre de futurs travaux de recherche.



## Bibliographie

- [1] COP21 Paris 2015 : [www.cop21.gouv.fr](http://www.cop21.gouv.fr)
- [2] M. Paillard, Énergies Renouvelables Marines : Étude Prospective à l'Horizon 2030. Quae, 2009.
- [3] SOGREAH Groupe ARTELIA, Détermination du Potentiel Hydrolien en Basse Normandie. Rapport Final N°1713186, 2012.
- [4] ENGIE, Projet de Ferme Pilote Hydrolienne au Raz Blanchard : [www.hydrolienne.engie.fr](http://www.hydrolienne.engie.fr)
- [5] ALSTOM Conference Presentation, International Tidal Projects : Power Generation, Transmission and Transport. 6th Tidal Energy Forum Marine Operations for Tidal Energy, Bristol, 2014.
- [6] A. Menchaca Roa, Analyse Numérique des Hydroliennes à Axe Vertical Munies d'un Carénage. Thèse de Doctorat, 2011.
- [7] Aquatic Renewable Energy Technologies (AQUA-RET) : [www.aquaret.com](http://www.aquaret.com)
- [8] R. Abonnel, Énergies Renouvelables Marines. Étude de cas : l'Hydrolien. Projet de Parc Pilote Préindustriel de Paimpol-Bréhat - Marché et Volonté, 2009.
- [9] O. R. Shah, Identification et Caractérisation des Propriétés Mécaniques et Structurales en Endommagement Statique et Tenue en Fatigue d'une Pale d'Eolienne Flottante. Thèse de Doctorat ENSTA Bretagne, 2014.
- [10] Presse régionale de Bretagne : [www.lapressedarmor.fr](http://www.lapressedarmor.fr)
- [11] Atlantis Resources : [www.atlantisresourcesltd.com](http://www.atlantisresourcesltd.com)
- [12] J.H. Kim, Identification of the Local Stiffness Reduction of a Damaged Composite Plate Using the Virtual Fields Method. Thèse de Doctorat ENAM, 2008.
- [13] N. Hongkarnjanakul, Modélisation Numérique pour la Tolérance aux Dommages d'Impact sur Stratifié Composite : de l'Impact à la Résistance Résiduelle en Compression. Thèse de Doctorat ISAE, 2013.
- [14] B. Ostre, Etude des Impacts sur Chant Appliqués à des Structures Composites dans l'Aéronautique. Thèse de Doctorat ISAE, 2014.





# CHAPITRE 1 :

---

## ETAT DE L'ART SUR LES HYDROLIENNES

### Table des matières

---

1.1 INTRODUCTION	10
1.2 SYSTEMES DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE	10
1.2.1 Classement des hydroliennes	11
1.2.2 Hydrolienne à axe horizontal versus hydrolienne à axe vertical	12
1.2.3 Hydrolienne versus éolienne	13
1.3 THEORIE DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE	14
1.4 SYSTEME DE CARENAGE	20
1.4.1 Classification des systèmes de carénage	21
1.4.2 Principe de fonctionnement d'une turbine carénée	24
1.4.3 Modèles analytiques pour l'étude de turbines carénées	25
1.5 ETUDE DES TURBINES MUNIES D'UN SYSTEME DE CARENAGE	29
1.5.1 Analyse des éoliennes munies d'un carénage	30
1.5.2 Analyse des hydroliennes munies d'un carénage	33
1.6 CONCLUSION	36
Bibliographie	38

---

## **1.1 INTRODUCTION**

Ce projet s'inscrit dans le cadre d'un programme de recherche sur le thème de la récupération des énergies marines renouvelables. Le contexte énergétique actuel amène à explorer de nouvelles sources d'énergies renouvelables, alternatives à l'exploitation des énergies fossiles. La récupération de l'énergie hydrocinétique contenue dans les courants marins ou fluviaux est particulièrement intéressante, elle constitue en effet une source d'énergie immense et inépuisable. En installant des machines de conversion d'énergie, il est possible de récupérer une partie de cette énergie hydrocinétique. Au cours du fonctionnement et compte tenu de l'environnement marin hostile, les machines de conversion d'énergie hydrocinétique sont sollicitées par des efforts mécaniques préjudiciables à leur intégrité. Les objectifs de tenue en service, de rendement et de réalisation posent des défis importants aux concepteurs, aux mécaniciens des solides et aux hydrodynamiciens.

Au moment où ces lignes sont écrites, les éoliennes et les hydroliennes constituent les technologies de conversion d'énergie les plus prometteuses. Néanmoins, les hydroliennes nécessitent encore des études approfondies de conception et d'optimisation en raison de l'environnement marin extrêmement sévère dans lequel elles sont installées. Ainsi, les hydroliennes devraient être conçues de la manière la plus sûre possible et pouvoir résister aux différents chargements.

Ce chapitre fournit dans sa première section une description globale des différentes configurations d'hydroliennes. L'analyse de Khan et al. (2009) [1] sur les technologies de conversion de l'énergie hydrocinétique, les études de Lago et al. (2010) [2] et de Haydar et al. (2012) [3] sur l'exploitation des hydroliennes comme système de récupération d'énergie marine renouvelable, ont été source d'inspiration pour la section 1.2.

Dans la section 1.3, la théorie de conversion de l'énergie hydrocinétique basée sur le modèle de Betz est expliquée en détail.

Dans la section 1.4, on aborde les systèmes de carénage des configurations de type turbine. L'état de l'art de Menchaca Roa (2011) [4] sur les hydroliennes munies d'un carénage, présente une analyse assez complète du fonctionnement de ces systèmes.

Finalement, la section 1.5 expose quelques travaux dédiés à l'analyse des turbines à axe horizontal munies d'un système de carénage.

## **1.2 SYSTEMES DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE**

Le processus de conversion de l'énergie hydrocinétique implique l'exploitation de l'énergie cinétique des masses d'eau mises en mouvement dans les courants fluviaux, les courants marins ou les canaux d'eau artificiels. Aujourd'hui, cette énergie est considérée comme étant une source de puissance renouvelable et inépuisable pour la génération d'électricité.

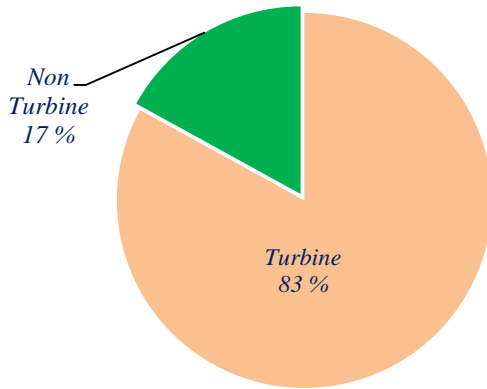


Figure 1.1: Pourcentage des technologies de conversion d'énergie hydrocinétique (Khan et al. (2009) [1])

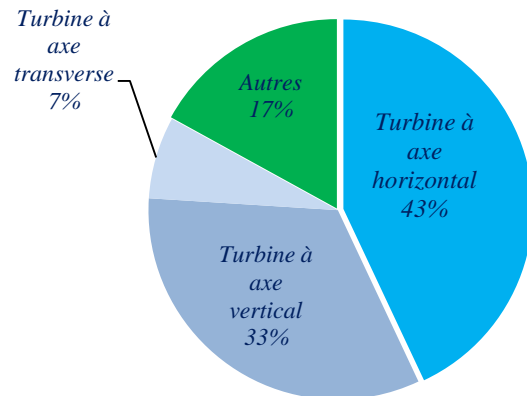


Figure 1.2: Pourcentage des technologies de catégorie turbine (Khan et al. (2009) [1])

Étant donné qu'il s'agit d'une solution énergétique émergente, il existe encore une ambiguïté dans la définition et le classement des catégories de ces technologies. Khan et al. (2009) [1] proposent un premier classement des technologies faisant appel à un système de conversion hydrocinétique de type turbine (Figure 1.1), appelé système d'hydrolienne. D'autres catégories ne faisant pas appel à un système de type turbine (les corps flottants, les colonnes d'eau oscillante, etc.) sont également suivies avec un vif intérêt scientifique. Les hydroliennes sont considérées comme le meilleur système de la catégorie turbine pour une telle conversion de l'énergie hydrocinétique contenue dans les masses d'eau en mouvement. La Figure 1.2 présente les pourcentages des différentes technologies de la catégorie turbine, au regard de la disposition axiale de l'arbre de rotation.

### 1.2.1 Classement des hydroliennes

L'organigramme de la Figure 1.3 présente les différents types d'hydroliennes selon la classification de Khan et al. (2009) basée sur la disposition axiale de l'arbre de rotation. Les hydroliennes à axe horizontal disposent d'un arbre de rotation parallèle à l'écoulement et utilisent des rotors de type hélice marine. Les hydroliennes à flux transverse possèdent un arbre de rotation parallèle à la surface de l'eau et orthogonal à l'écoulement. Finalement, les hydroliennes à axe vertical sont dotées d'un arbre de rotation perpendiculaire à la fois à la surface de l'eau et à l'écoulement.

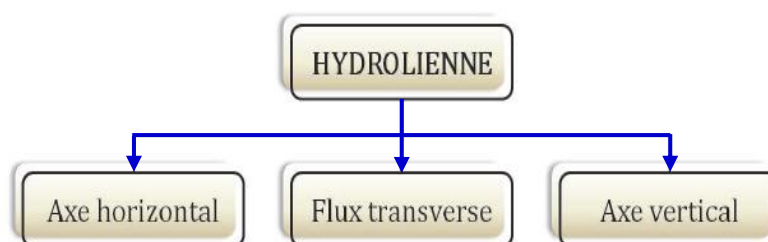


Figure 1.3: Classement des hydroliennes

Les solutions percevant le plus grand intérêt sont les hydroliennes à axe horizontal, ces dernières étant des adaptations issues des technologies des hélices marines et des éoliennes. Néanmoins, les turbines à axe vertical continuent à bénéficier d'intérêt scientifique. Il n'est donc pas inutile de comparer les différences entre ces deux technologies.

### 1.2.2 Hydrolienne à axe horizontal versus hydrolienne à axe vertical

Riegler (2003) [5] a analysé les deux configurations en effectuant une comparaison de la disposition de l'axe de rotation. Il a abouti aux points suivants :

- Les rotors à axe horizontal (Figure 1.4) sont privilégiés car ils présentent des avantages en comparaison avec les rotors à axe vertical :
  - Les hydroliennes à axe horizontal sont autodémarrantes ;
  - Elles bénéficient des avancées technologiques de l'éolien et des hélices marines ;
  - Un meilleur rendement, 40% à 45% contre 25% à 35% avec la disposition verticale de l'axe (Wilson et Lissaman (1974) [6], Amet (2009) [7]).
- Les principaux avantages d'un rotor à axe vertical (Figure 1.5) par rapport à un rotor à axe horizontal sont :
  - L'indépendance par rapport à la direction de l'écoulement ;
  - La simplicité du design ;
  - La possibilité de placer le générateur en bout d'arbre au-dessus de l'eau ;
  - La réduction de l'émission du bruit car les pertes en bout de pale sont diminuées.

En revanche, la disposition verticale de l'axe de rotation présente plusieurs inconvénients : un faible couple de démarrage, nécessitant souvent l'utilisation d'un dispositif pour actionner le rotor ; de forts décollements dynamiques et un faible rendement hydrodynamique. La disposition horizontale de l'axe de rotation élimine un grand nombre de ces inconvénients. Ainsi, les hydroliennes à axe horizontal avec des fondations gravitaires ou structures flottantes sont la technologie la plus adaptée pour une telle conversion de l'énergie hydrocinétique.

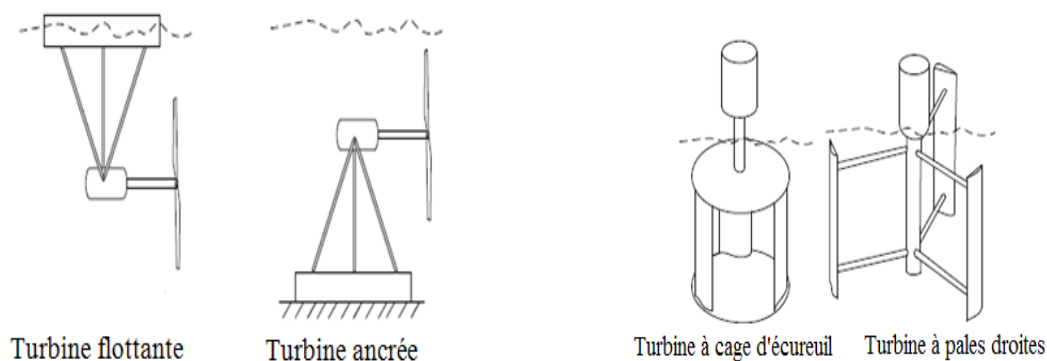


Figure 1.4: Hydroliennes à axe horizontal (Khan et al. (2009) [1])

Figure 1.5: Hydroliennes à axe vertical (Khan et al. (2009) [1])

### 1.2.3 Hydrolienne versus éolienne

Puisque les hydroliennes sont souvent considérées comme des adaptations d'éoliennes, il est pertinent de rappeler les différences entre un fonctionnement dans l'eau et dans l'air. Si le principe est physiquement similaire, d'importantes différences persistent.

L'avantage majeur des hydroliennes est la prédictibilité de la ressource. En effet, les courants marins ont des vitesses qui peuvent être prédites avec une bonne précision. En revanche, le régime des vents garde un caractère aléatoire. Une autre remarque s'impose comme importante : les éoliennes sont dimensionnées pour résister à des vents très forts, de 50 à 60 m/s, alors que le vent moyen est de 10 à 15 m/s. En revanche, pour les hydroliennes, le contexte est complètement différent, car on ne retrouve pas l'équivalent d'une rafale de vent dans l'eau. Ainsi, l'environnement dans lequel opère une hydrolienne est très différent de celui dans lequel opère une éolienne. En effet, il existe des problèmes assez difficiles liés à l'installation, la durée de vie et la maintenance d'une hydrolienne qui doivent être impérativement résolus avant toute véritable exploitation d'un parc hydrolien.

En dépit d'une légère ressemblance avec les éoliennes, il existe une différence dans la conception d'une hydrolienne en raison de la densité plus élevée de l'eau (environ 800 fois la densité de l'air). Ainsi, pour la même puissance fournie, une hydrolienne est de taille plus petite qu'une éolienne (Figure 1.6). En conséquence, les chargements subis par la structure d'une hydrolienne sont très différents de ceux subis par la structure d'une éolienne.

En effet, les efforts dus à la traînée augmentent lorsqu'on passe de l'eau à l'air, alors que les forces centrifuges diminuent. Ces deux paramètres ont une influence significative dans le dimensionnement du système. Alors que l'éolienne devra faire face à des forces centrifuges importantes, l'hydrolienne subira des contraintes de traînées importantes, impliquant un dimensionnement approfondi au niveau de son embase, souvent en forme de tripode.

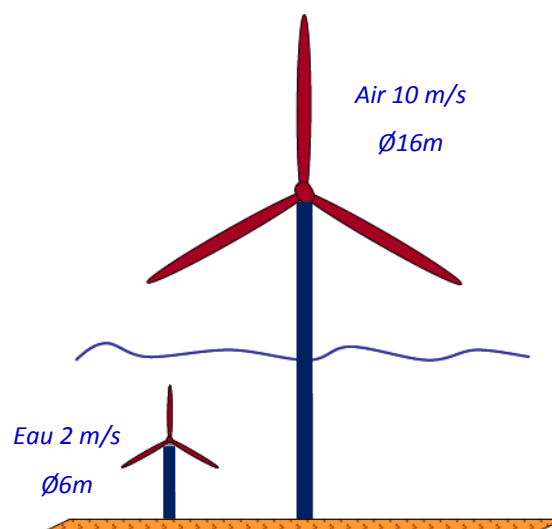


Figure 1.6: Comparaison entre les géométries d'une hydrolienne et d'une éolienne fournissant la même puissance (100kW)

Le Tableau 1.1 offre une vue d'ensemble de cette comparaison, turbine dans l'eau versus turbine dans l'air, pour un diamètre équivalent (Ploesteanu (2004) [8], Amet (2009) [7] et Andreica (2009) [9]). On déduit que pour une turbine dans l'eau avec une vitesse d'écoulement de 2 m/s, le diamètre doit diminuer d'un facteur  $\sqrt{8}$ , par rapport à une turbine dans l'air entraînée par un vent de 10 m/s, pour conserver la même puissance extraite.

Il s'avère ainsi que les différences entre une turbine dans l'eau et dans l'air sont considérables et qu'on ne peut pas tout simplement prendre une éolienne, la mettre dans l'eau et affirmer qu'on a réalisé une hydrolienne.

	<i>Turbine dans l'air à 10m/s</i>	<i>Turbine dans l'eau à 1m/s</i>	<i>Turbine dans l'eau à 2m/s</i>
Puissance relative	1	1	8
Vitesse de rotation relative	10	1	2
Poussée relative	1	10	40
Couple relatif	1	10	40

Tableau 1.1: Comparaison entre turbine de même diamètre dans l'air et dans l'eau à diverses vitesses d'écoulement amont

### 1.3 THEORIE DE CONVERSION DE L'ENERGIE HYDROCINETIQUE

La puissance totale contenue dans un courant d'eau est directement dépendante de la masse volumique du fluide ( $\rho$ ), de la section du tube de courant ( $A$ ) et du cube de la vitesse de l'écoulement amont ( $U_0$ ), équation (1.1) :

$$P = \frac{1}{2}\rho AU_0^3 \quad (1.1)$$

Néanmoins, la puissance récupérée par l'hydrolienne se voit diminuée par le rendement de l'hélice, ce qui est dû aux pertes hydrodynamiques. Par conséquent, l'équation (1.1) devient :

$$P_{turbine} = C_p \frac{1}{2}\rho AU_0^3 = C_p P \quad (1.2)$$

Le rendement d'une hydrolienne est souvent exprimé par le coefficient de puissance  $C_p$  qui représente le pourcentage de puissance extractible de l'écoulement en tenant compte des pertes hydrodynamiques. Il existe une limite, issue du théorème monodimensionnel de Betz, qui indique que la valeur de  $C_p$  ne peut dépasser (16/27), c'est-à-dire que le rotor ne peut extraire plus de 59.3% de l'énergie contenue dans l'écoulement. La théorie de Betz permet d'évaluer la puissance théorique maximale développée par une turbine à axe horizontal 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 turbine et ne peut pas, par conséquent, transférer son énergie hydrocinétique. La théorie fondamentale définissant le pourcentage de puissance extractible par une turbine à axe horizontal a été bien établie, elle peut être lue dans de nombreux ouvrages traitant l'étude des performances des éoliennes, comme celui de Burton et al. (2001) [10] ou Manwell et al. (2003) [11]. Néanmoins, on propose de reprendre en détail la théorie monodimensionnelle de Betz afin de mieux comprendre cette limite théorique qui revient régulièrement dans la quantification de la puissance extractible par une turbine à axe horizontal.

Cette théorie considère que l'écoulement traverse un disque, appelé disque actionneur, qui possède des propriétés bien spécifiques pour représenter le rotor. Cependant, la turbine est supposée avoir un nombre infini de pales, chacune d'elles possédant une épaisseur infiniment mince pour représenter le disque actionneur. Parmi les hypothèses adoptées dans cette théorie, le disque actionneur n'infligera aucune traînée de frottement ou d'effet de rotation. La chute de pression est définie dans la zone du disque ; la variation de pression entre l'amont et l'aval du disque est à l'origine d'une force axiale considérée comme constante sur toute la surface du disque actionneur.

On considère un rotor représenté par un disque placé dans un courant d'eau avec une vitesse à l'infini en amont  $U_0$  et une vitesse à l'infini en aval  $U_3$  (Figure 1.7). Un saut de pression de  $P_1$  à  $P_2$  s'exerce sur le disque alors que la vitesse est continue ( $U_1 = U_2$ ).

Etant donné que la production d'énergie se fait au préjudice de l'énergie cinétique, il est impératif que la vitesse  $U_3$  soit inférieure à la vitesse  $U_0$ . En effet, une hydrolienne freine l'écoulement qui la traverse et, par conséquent, le tube de courant traversant le rotor s'élargit (Guney (2011) [12]).

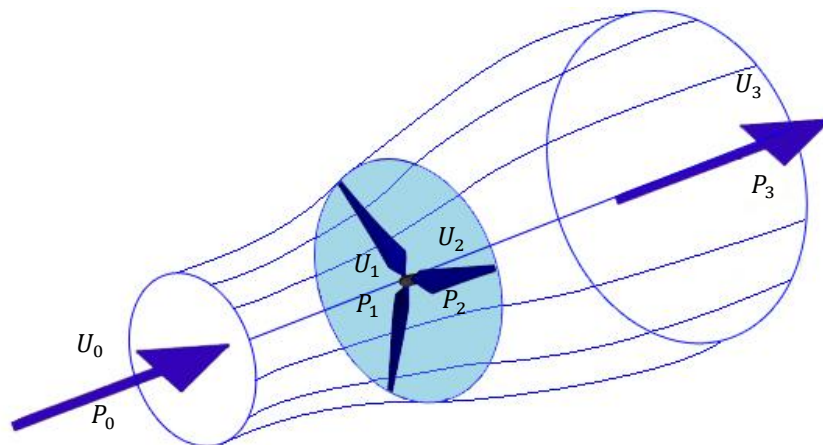


Figure 1.7: Modèle du disque actionneur

A partir de l'équation de conservation de la quantité de mouvement au volume de contrôle, la force de poussée est donnée par :

$$T = U_0 \rho A_0 U_0 - U_3 \rho A_3 U_3 \quad (1.3)$$

L'équation de conservation du débit donne :

$$\dot{m} = (\rho A_0 U_0) = (\rho A_3 U_3) \quad (1.4)$$

Ainsi, la force de poussée devient :

$$T = U_0 \rho A_0 U_0 - U_3 \rho A_3 U_3 = \dot{m} (U_0 - U_3) \quad (1.5)$$

L'équation de Bernoulli peut être appliquée de chaque côté du disque :

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho U_0^2 = P_1 + \frac{1}{2} \rho U_1^2 \quad (1.6)$$

$$P_2 + \frac{1}{2} \rho U_2^2 = P_3 + \frac{1}{2} \rho U_3^2 \quad (1.7)$$

Les forces de pression  $P_0$  et  $P_3$  peuvent être supposées égales et la vitesse reste la même de chaque côté du disque.

Une autre expression de la force de poussée peut être obtenue de la différence d'effort de chaque côté du disque :

$$T = A_1 (P_1 - P_2) \quad (1.8)$$

On peut trouver la différence de pression ( $P_2 - P_3$ ) en utilisant les équations 1.5, 1.6 et 1.8 et on obtient l'équation 1.9.

$$T = \frac{1}{2} \rho A_1 (U_0^2 - U_3^2) \quad (1.9)$$

On obtient deux expressions différentes pour la force de poussée (équation 1.5 et 1.9).

De plus, le débit traversant le disque est :

$$\dot{m} = \rho A_1 U_1 \quad (1.10)$$

D'où :

$$U_1 = \frac{U_0 + U_3}{2} \quad (1.11)$$

Cela veut dire que la vitesse interceptée par le rotor est la moyenne des vitesses en amont et en aval du rotor. Par ailleurs, la vitesse du courant à travers le rotor ne peut pas être inférieure



à la moitié de la vitesse de l'écoulement amont non perturbé (Twidell et Weir (2006) [13]). Si on définit le facteur d'interférence ( $a$ ), représentant la diminution fractionnaire de la vitesse entre l'écoulement amont (l'écoulement libre) et le flux perçu par le rotor (plan du rotor), on a :

$$a = \frac{U_0 - U_1}{U_0} \quad (1.12)$$

Et

$$U_1 = (1 - a)U_0 \quad (1.13)$$

En utilisant l'équation (1.9), on obtient:

$$U_3 = (1 - 2a)U_0 \quad (1.14)$$

La puissance  $P$  peut être obtenue par:

$$P = T U_1 = \frac{1}{2} \rho A_1 U_1 (U_0 - U_3) (U_0 + U_3) \quad (1.15)$$

En injectant (1.13) et (1.14) dans (1.15):

$$P = \frac{1}{2} \rho A_1 U_0^3 4a (1 - a)^2 \quad (1.16)$$

Le rendement de la turbine est exprimé par le coefficient de puissance :

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A_1 U_0^3} = \frac{\frac{1}{2} \rho A_1 U_0^3 4a (1 - a)^2}{\frac{1}{2} \rho A_1 U_0^3} = 4a (1 - a)^2 \quad (1.17)$$

L'objectif de la théorie de Betz est de choisir une valeur du paramètre ( $a$ ) qui maximise  $C_p$  (équation 1.17), toute autre valeur de ce paramètre ne pouvant conduire qu'à une puissance perdue. De cette façon, le fonctionnement d'une turbine idéale, c'est-à-dire celle qui pourrait récupérer l'intégralité de l'énergie, reste défini. Il existe deux valeurs pour lesquelles ( $dC_p/da = 0$ ), à savoir ( $a = 1/3$ ) et ( $a = 1$ ). Cette dernière valeur n'a pas de sens physique car elle implique ( $U_1 = 0$ ) et ( $U_3 = -U_0$ ). La valeur maximale de la puissance est donc obtenue pour ( $a = 1/3$ ), ce qui conduit à un rapport de vitesses ( $U_1 = \frac{2}{3}U_0$ ), d'où ( $U_3 = \frac{1}{3}U_0$ ), voir Figure 1.8.

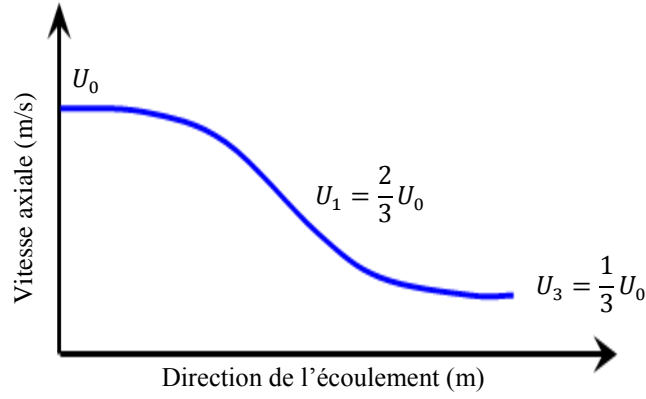


Figure 1.8: Vitesses amont et aval selon la théorie du disque actionneur

Ainsi, la puissance maximale est :

$$P_{max} = \left(\frac{16}{27}\right) \left(\frac{1}{2} \rho A_1 U_0^3\right) \quad (1.18)$$

Cette relation constitue la limite de Betz, elle indique que le coefficient de puissance d'une hydrolienne ne peut dépasser  $16/27$ , c'est-à-dire que le rotor ne peut extraire plus de 59.3% de l'énergie contenue dans l'écoulement. L'évolution du coefficient de puissance en fonction du facteur  $a$  est illustrée dans la Figure 1.9. Au-delà de  $a = 0.5$ , la solution n'a pas de sens physique car la vitesse  $U_3$  dans le sillage est négative. Ainsi, dans la pratique, cette théorie est non valide lorsque le facteur  $a$  est supérieur à 0.5.

Newman (1983) [14] a adapté la théorie du disque actionneur à une turbine à axe vertical. Il fixe une limite de  $16/25$ , c'est-à-dire que le maximum de puissance extractible d'une hydrolienne à axe vertical est de 64%. Toutefois, cette limite est très optimiste et plusieurs travaux (Amet (2009) [7] et Andreica (2009) [9]) l'ont contesté.

Gorban et al. (2001) [15] ont proposé de redéfinir la limite théorique de Betz en tenant compte de la déflexion des lignes de courant traversant le rotor. Cette approche, appelée *GGS model* (*Gorban Gorlov Silantyev model*), indique une limite de 35% pour les turbines à axe vertical et 30.1% pour les turbines à axe horizontal. Cette approche est très pessimiste, comme le montre la Figure 1.10. En analysant le modèle plus en détail, il s'avère que cette approche est basée sur de fausses hypothèses. En effet, les auteurs ont assumé la loi de Darcy dans leur modèle, uniquement applicable aux fluides à très bas nombres de Reynolds ( $Reynolds < 1$ ). Par ailleurs, l'équation de Bernoulli, qui a été également utilisée dans le modèle, est uniquement applicable aux nombre de Reynolds élevés ( $Reynolds \gg 1$ ). Ainsi, nous concluons que le modèle *GGS* est basé sur des hypothèses en contradiction avec le développement qui amène à cette limite pessimiste de 30.1%.

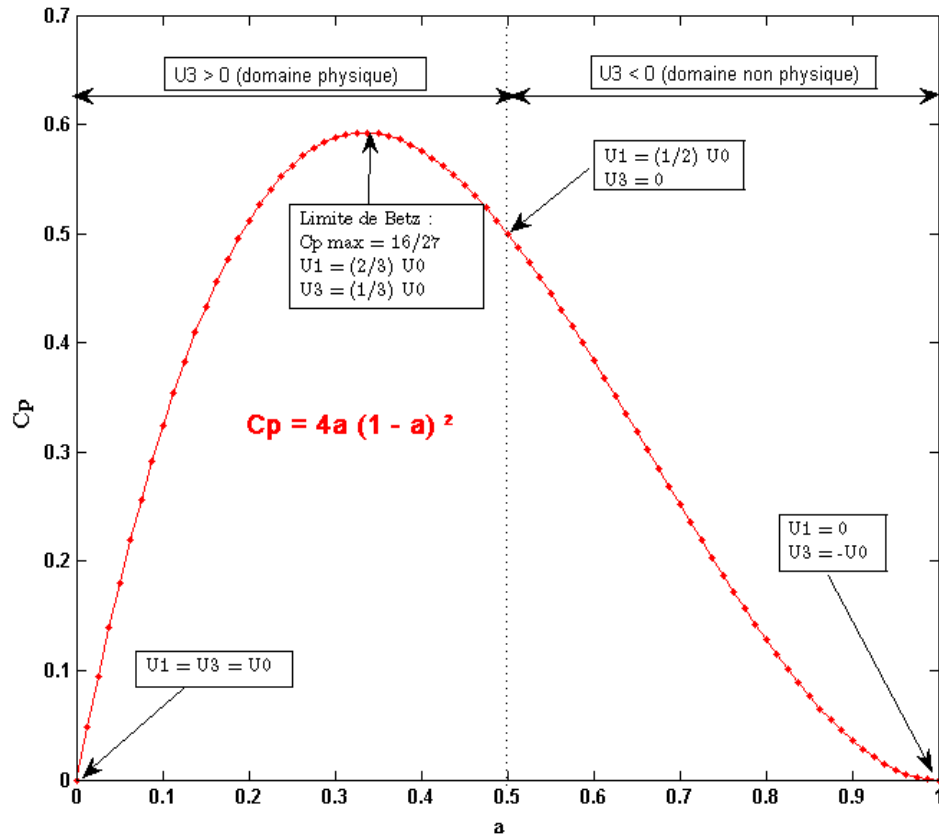


Figure 1.9: Évolution du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du paramètre  $a$

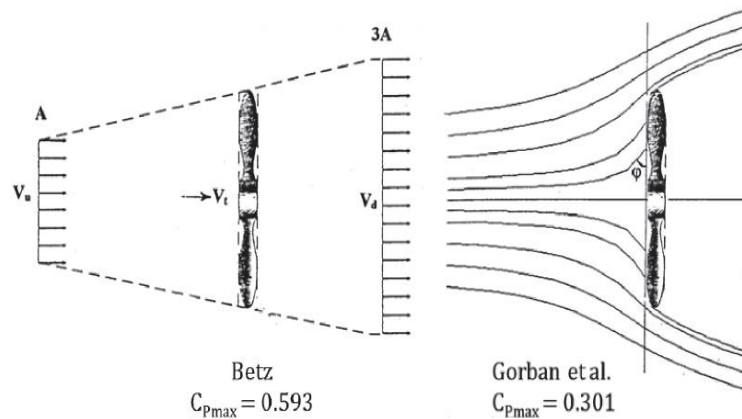


Figure 1.10: Comparaison entre les limites de Betz (59.3%) et de Gorban et al. (30.1%)

Indépendamment de la limite adoptée, il est certain qu'il est impossible d'extraire toute l'énergie hydrocinétique contenue dans l'écoulement traversant la turbine. De plus, un mauvais positionnement des hydroliennes les unes par rapport aux autres dans un parc hydrolien conduirait à des pertes supplémentaires dues au sillage tourbillonnaire dégagé. Ces pertes affaiblissent la limite théorique de Betz d'un facteur de l'ordre de 5 à 15% selon l'étude de Barthelmie et al. (2006) [16].

En revanche, il est envisageable d'améliorer les performances hydrodynamiques d'une turbine afin de dépasser la limite théorique de Betz. Dans cette optique, l'introduction d'un système

de carénage devrait augmenter de façon significative le rendement d'une hydrolienne. Le recours à un système de carénage est traité plus en détail dans la section suivante.

## 1.4 SYSTEME DE CARENAGE

Les carénages sont des structures fixes disposées en périphérie du rotor pour en augmenter la puissance. La compacité des hydroliennes facilite l'introduction de ce type de dispositif. Ces carénages créent une circulation qui augmente le débit passant dans le rotor. La traînée exercée par le fluide sur le carénage se traduit par une dépression à la sortie de celui-ci, qui est à l'origine du phénomène d'aspiration (Multon (2011) [17]). Lorsqu'un carénage est ajouté, il crée une surpression du côté externe et une dépression du côté interne, toutes deux concourant à l'augmentation du débit dans la turbine. Le coefficient de puissance, défini par rapport à la surface balayée par le rotor et non pas par rapport au diamètre de l'encombrement total, peut dépasser la limite théorique de 0.593 définie par Betz, présentée dans la section précédente.

D'un point de vue structurel, les systèmes de carénage pourraient également jouer le rôle d'une armure, protégeant ainsi le rotor des espèces vivantes dans le milieu marin et des débris venant l'impacter.

L'introduction d'un système de carénage a été largement expérimentée dans le domaine de l'éolien mais très peu de réalisations à échelle réelle ont abouti. La Figure 1.11 présente les pourcentages portés à l'égard de l'ajout d'un système de carénage à une hydrolienne à axe horizontal. Plus de la moitié des concepts sont défavorables à l'utilisation d'un tel dispositif. Cette réticence pourrait être liée aux difficultés rencontrées lors de l'installation des turbines carénées ; citons par exemple la difficulté de garder la coaxialité du rotor avec le carénage.

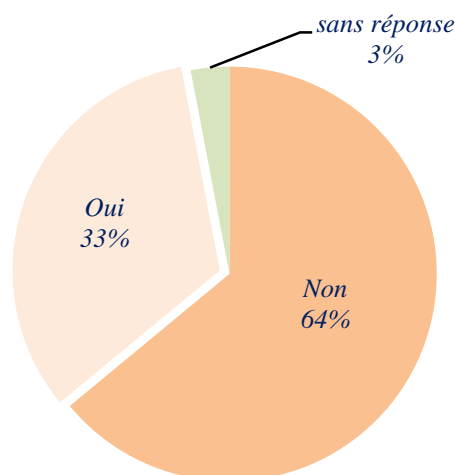


Figure 1.11: Avis sur l'utilisation d'un système de carénage à une hydrolienne à axe horizontal (Khan et al. (2009) [1])

Selon Khan et al. (2006) [18], lorsqu'une turbine est placée dans un système de carénage, la vitesse d'écoulement autour du rotor sera plus grande que celle autour du rotor libre (rotor

démuni d'un carénage) ; ceci devrait augmenter la puissance produite par la turbine. De plus, l'introduction d'un système de carénage pourrait permettre de réguler les vitesses autour du rotor et donc imposer moins de contraintes de conception du rotor (Ponta et Gautam (2000) [19]).

#### 1.4.1 Classification des systèmes de carénage

L'introduction d'un carénage à une hydrolienne a fait l'objet de plusieurs études (Radkey et Hibbs (1981) [20], Setoguch et al. (2004) [21] et Ponta et Jacovkis (2008) [22]). Néanmoins, Khan et al. (2009) [1] sont les premiers à proposer une première classification des différents types de carénage. La Figure 1.12 montre le classement des systèmes de carénage selon Khan et al, triés par rapport à la disposition axiale du rotor. Pour chaque forme, une vue de dessus et une vue de face sont présentées. Suite à cette classification, Khan et al. concluent que les carénages de type diffuseurs sont privilégiés pour les hydroliennes à axe horizontal, tandis que les carénages dit hybrides sont retenus pour les hydroliennes à axe vertical.

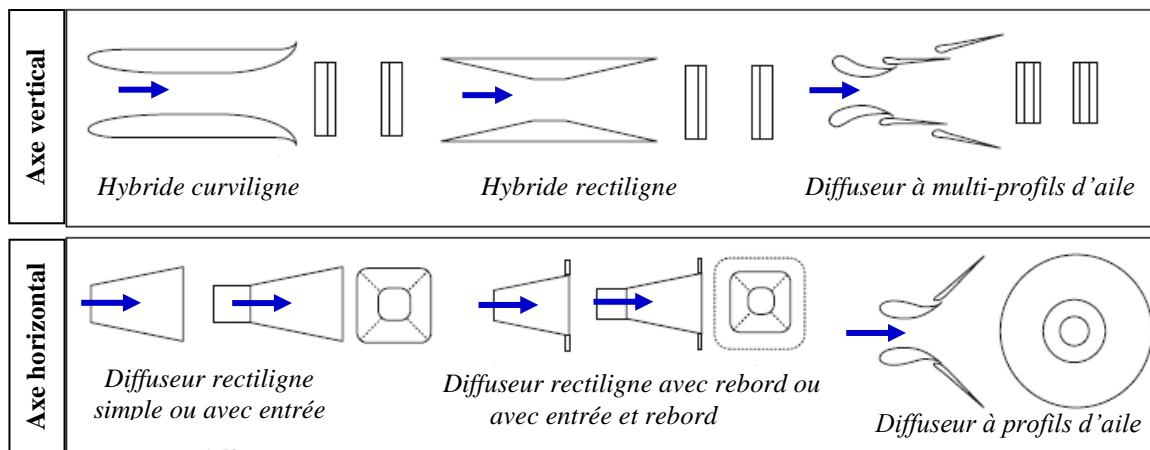


Figure 1.12: Différentes formes de carénage. La flèche indique le flux entrant (Khan et al. (2009) [1])

Les carénages à axe horizontal prennent souvent une forme conique et annulaire, ce qui conduit souvent à un fonctionnement monodirectionnel. Les diffuseurs pourraient être assimilés à des conduits qui entourent complètement le rotor. L'ajout d'une entrée sert à concentrer l'écoulement amont. Quant à la présence d'un rebord à la sortie du diffuseur, il crée une forte dépression à la sortie du diffuseur, due à une augmentation de la traînée. Ainsi, l'écoulement a plus de mal à contourner le système qu'à le traverser (Menchaca Roa (2011) [4]).

Multon (2011) [17] suggère de classer les carénages d'hydroliennes en deux grandes catégories, se distinguant par l'origine physique de la traînée induite par l'écoulement :

- Les venturis produisent une traînée de type visqueuse (mettant en jeu une perte d'énergie par dissipation visqueuse des tourbillons avals), due à un décollement plus au moins prononcé situé en aval du carénage. Ils sont la plupart du temps constitués de

segments rectilignes délimitant des portions de carénage de section constante, convergente ou divergente. Ils sont souvent symétriques ;

- Les diffuseurs produisent une traînée de type inertielle liée au phénomène de portance hydrodynamique. Les diffuseurs sont constitués de profils d'ailes, parfois distribués en cascade pour augmenter l'effet d'entonnoir ; ils présentent toujours une asymétrie amont/aval de type élargissement.

Les Figure 1.13, Figure 1.14, Figure 1.15, Figure 1.16 et Figure 1.17 présentent quelques applications réelles d'hydroliennes à axe horizontal équipées d'un carénage.

#### ▪ **Hydrolienne Clean Current**

En 2006, l'hydrolienne Clean Current est la première turbine carénée à être installée en mer. L'hydrolienne est dotée d'un carénage à fonctionnement bidirectionnel (Figure 1.13) et fournit une puissance de 65 kW pour un diamètre de 5 m. Plus tard, la firme a abandonné le carénage à fonctionnement bidirectionnel et un nouveau type de carénage à fonctionnement unidirectionnel a été développé. Le nouveau concept a été testé en baie de Fundy, une puissance de 2.2 MW a été obtenue.

#### ▪ **Hydrolienne UEK**

L'hydrolienne UEK (Figure 1.14) est munie d'un carénage à fonctionnement unidirectionnel et dotée d'un système permettant l'orientation de la turbine avec le sens du courant. On note la présence d'un rebord à la sortie du diffuseur.

#### ▪ **Hydrolienne Atlantis Resources série AS**

En 2008, l'hydrolienne Atlantis AS-500 (Figure 1.15) a fait l'objet d'une série de tests à une vitesse de courant de 2.4 m/s. Une puissance allant jusqu'à 500 kW a été générée avec un diamètre total de 7 m et un carénage à fonctionnement bidimensionnel. La firme a abandonné le système caréné et un nouveau concept de turbine libre (sans carénage) a été développé.

#### ▪ **Hydrolienne OpenHydro**

L'hydrolienne OpenHydro possède un rotor de 12 m placé dans un carénage de 16 m de diamètre à fonctionnement bidirectionnel (Figure 1.16). L'hydrolienne, entièrement immergée, délivre une puissance de 2.2 MW et pèse environ 690 tonnes. Le rotor est de type multi-pale et la génératrice est placée en périphérie du rotor, ce qui en fait un concept original par rapport aux autres hydroliennes.

#### ▪ **Hydrolienne BluStream de Guinard Energy**

L'hydrolienne du projet BluStream est munie d'une tuyère accélératrice qui peut s'orienter automatiquement dans la direction du courant (Figure 1.17). Très peu d'informations sont communiquées au sujet de son fonctionnement.



Figure 1.13: Hydrolienne Clean Current de Clean Current Power Systems (Canada) [23]



Figure 1.14: Hydrolienne UEK d'Underwater Electric Kite (Royaume-Uni) [24]



Figure 1.15: Hydrolienne série-AS d'Atlantis Resources (Singapour) [25]



Figure 1.16: Hydrolienne Open-Centre d'OpenHydro (France) [26]

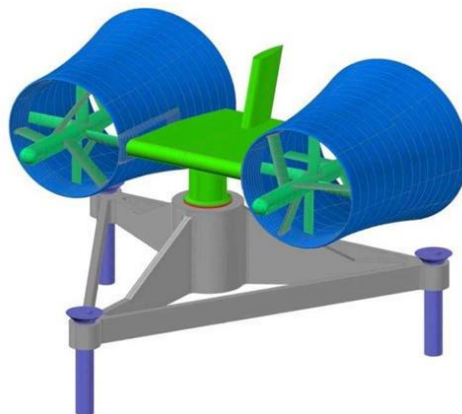


Figure 1.17: Principe de l'hydrolienne BluStream de Guinard Energies (France) [27]

La géométrie des différentes formes de carénage des hydroliennes exposées ci-dessus nous conduit à classer les systèmes de carénage en deux grandes catégories :

- Les carénages à fonctionnement unidirectionnel de type diffuseur ;

- Les carénages à fonctionnement bidirectionnel de type diffuseur double sens (venturi).

Nous remarquons que ces turbines sont pour la majorité à l'état de prototype. Leurs bonnes performances en termes de rendement hydrodynamique et tenue mécanique restent à démontrer. Par ailleurs, la présence d'un système de carénage pourrait leur être défavorable car ce dernier risque de représenter une structure volumique conséquente, encombrante et coûteuse, diminuant ainsi le ratio « puissance extraite/masse de matériau employé », comparativement à une configuration libre.

#### 1.4.2 Principe de fonctionnement d'une turbine carénée

Pour dépasser la limite théorique de Betz, il faut élargir le tube de courant en installant un système de profil d'aile qui vient agir sur l'écoulement. L'installation d'un carénage à profil d'aile (diffuseur) reste cependant l'unique moyen permettant d'augmenter le rendement d'une turbine, que ce soit en éolien ou en hydrolien. Cela a été affirmé par Phillips et al. (2005) [28].

Lorsqu'une turbine est placée dans un système de carénage, l'élargissement du tube de courant est contrôlé par la géométrie du carénage. L'énergie est donc extraite grâce à une chute de pression qui dépend du débit traversant le carénage.

Pour augmenter le débit dans le rotor, on le place dans une tuyère accélératrice. Pour qu'une tuyère soit accélératrice, il faut que le sens de la circulation soit dans le sens de l'écoulement (circulation positive). Ainsi, la configuration de la Figure 1.18 présente ce type de circulation.

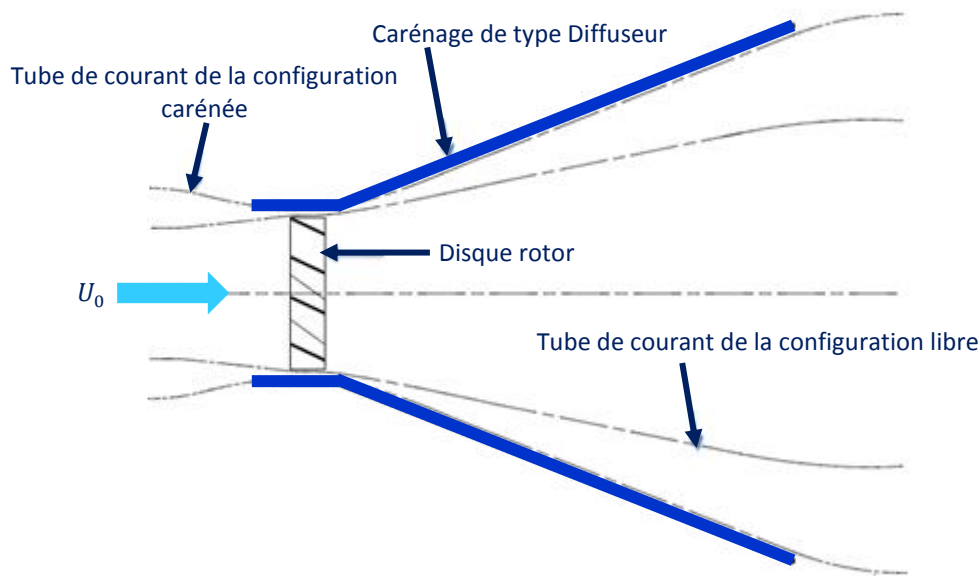


Figure 1.18: Tube de courant en absence et en présence d'un carénage à circulation positive

La circulation ( $\Gamma$ ) est elle-même reliée à la portance ( $L$ ) de la section du carénage par la formule de Joukovski :

$$L = -\rho\Gamma U_0 \quad (1.19)$$



Où :

- $\rho$  : la densité du fluide ;
- $U_0$  : la vitesse de l'écoulement amont.

Cette concentration de l'écoulement conduit à un débit plus important et, par conséquent, les vitesses sont plus élevées autour des pales, en comparaison avec un rotor libre. Ainsi, le rendement de la turbine est amélioré et ne dépend plus de la limite de Betz.

### 1.4.3 Modèles analytiques pour l'étude de turbines carénées

Plusieurs études consacrées à l'analyse des turbines carénées proposent des modèles analytiques. La majorité de ces modèles sont basés sur l'hypothèse de fluide non visqueux et sur l'application de la conservation de quantité de mouvement au tube de courant traversant le carénage. Puisque ces approches supposent un écoulement non visqueux, l'introduction de formules supplémentaires correctrices, généralement empiriques, devient indispensable pour prendre en compte les effets visqueux.

Dans le modèle analytique de Lawn (2003) [29], les performances d'une turbine carénée sont analysées en traitant l'amont et l'aval du carénage, comme une contraction et une expansion respectivement, du tube de courant affectant le rendement. Lawn explique que pour une forme de carénage donnée, il existe une résistance optimale du rotor permettant de générer la puissance maximale. Il affirme que plus la capacité de concentration de l'écoulement par le carénage augmente et plus la résistance du rotor diminue. Ce modèle considère uniquement les carénages de type diffuseur de section profil d'aile.

Plus tard, Werle et Presz (2008) [30] proposent un nouveau modèle analytique basé sur l'application de la conservation de quantité de mouvement au volume de contrôle illustré à la Figure 1.19. Cette approche est basée sur l'hypothèse d'un écoulement non visqueux et incompressible. Le rotor est modélisé par un disque actionneur sans prise en compte des pertes dues au frottement et aux autres effets visqueux. Cette approche suppose que la présence du carénage génère une force axiale ( $F_s$ ) opposée au sens de l'écoulement.

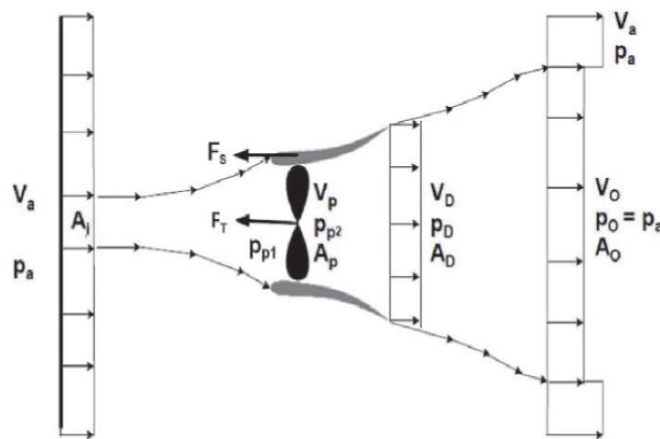


Figure 1.19: Volume de contrôle du modèle analytique de Werle et Presz (2008) [30]

Werle et Presz (2008) affirment que c'est le coefficient de traînée du carénage ( $C_s$ ) qui contrôle la performance du carénage et donc de la turbine. A cet effet, la traînée du carénage n'est pas d'origine visqueuse mais due à la différence de pression entre l'amont et l'aval du carénage. Il s'agit donc d'une traînée de pression.

Le Tableau 1.2 récapitule les principales équations du modèle analytique de Werle et Presz (2008) pour les deux configurations, libre et carénée. Notons que:

- Le coefficient  $C_s$  est dû à la présence du carénage ;
- La puissance maximale est extraite lorsque  $V_0 = \frac{1}{3} V_a$  ;
- Le saut de pression  $\Delta P = (P_{p2} - P_{p1})$  est constant dans les deux configurations (libre et carénée) ;
- L'introduction d'un carénage autour de la turbine implique l'augmentation du coefficient de puissance d'un facteur  $(1 + C_s)$ , ainsi le coefficient de puissance maximal est donné par :  $C_{p \max} = \frac{16}{27} (1 + C_s)$  ;
- Pour une valeur de  $C_s = 1$ , le coefficient de puissance maximal vaut environ deux fois la limite de Betz, soit un coefficient de puissance maximal:  $C_{p \max} = (32/27) \approx 1.2$  .

Equations du modèle	Configuration libre	Configuration carénée
Conservation de la quantité de mouvement	$A_p(P_{p2} - P_{p1}) = \rho A_p V_p (V_0 - V_a)$	$A_p(P_{p2} - P_{p1}) + F_s = \rho A_p V_p (V_0 - V_a)$
Equation de Bernoulli	$(P_{p2} - P_{p1}) = \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_a^2)$	
Force axiale appliquée par le carénage	$F_s = 0$	$F_s = \frac{1}{2} \rho A_p (V_0^2 - V_a^2) C_s$
Coefficient de force axiale du carénage	$C_s = 0$	$C_s \equiv F_s / A_p \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - V_a^2) = F_s / A_p (P_{p2} - P_{p1})$
Puissance extraite	$P = A_p V_p (P_{p2} - P_{p1}) = \frac{1}{2} \rho A_p V_p (V_0^2 - V_a^2)$	
Rapports des vitesses	$\frac{V_p}{V_a} = \frac{2}{3}$ $\frac{V_p}{V_0} = 2$	$\frac{V_p}{V_a} = \frac{2}{3} (1 + C_s)$ $\frac{V_p}{V_0} = 2 (1 + C_s)$
Vitesse perçue par le disque actionneur	$V_p = \frac{1}{2} (V_a + V_0)$	$V_p = \frac{1}{2} (V_a + V_0) (1 + C_s)$
Coefficient de poussée du disque actionneur	$C_t = \frac{T_p}{\left(\frac{1}{2} \rho A_p V_a^2\right)} = \frac{A_p (P_{p2} - P_{p1})}{\left(\frac{1}{2} \rho A_p V_a^2\right)}$	$C_t = \frac{T_p}{\left(\frac{1}{2} \rho A_p V_a^2\right)} + C_s = \frac{A_p (P_{p2} - P_{p1})}{\left(\frac{1}{2} \rho A_p V_a^2\right)} + C_s$
Coefficient de puissance	$C_p = \frac{(P_{p2} - P_{p1}) A_p V_p}{\frac{1}{2} \rho A_p V_a^3} = \frac{1}{2} C_t (1 + \sqrt{1 - C_t})$	$C_p = \frac{(P_{p2} - P_{p1}) A_p V_p}{\frac{1}{2} \rho A_p V_a^3} = \frac{1}{2} (1 + C_s) C_t (1 + \sqrt{1 - C_t})$
Coefficient de puissance max $\left(V_0 = \frac{1}{3} V_a\right)$	$C_{p \max} = \frac{16}{27}$	$C_{p \max} = \frac{16}{27} (1 + C_s)$ $C_s = 1 \rightarrow C_{p \max} = \frac{32}{27} \approx 1.2$

Tableau 1.2: Equations du modèle analytique proposé par Werle et Presz (2008). Configuration carénée versus libre

La distribution du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du coefficient de poussée du rotor ( $C_t$ ), pour trois différentes valeurs de coefficient de traînée du carénage ( $C_s$ ), est présentée dans la Figure 1.20.

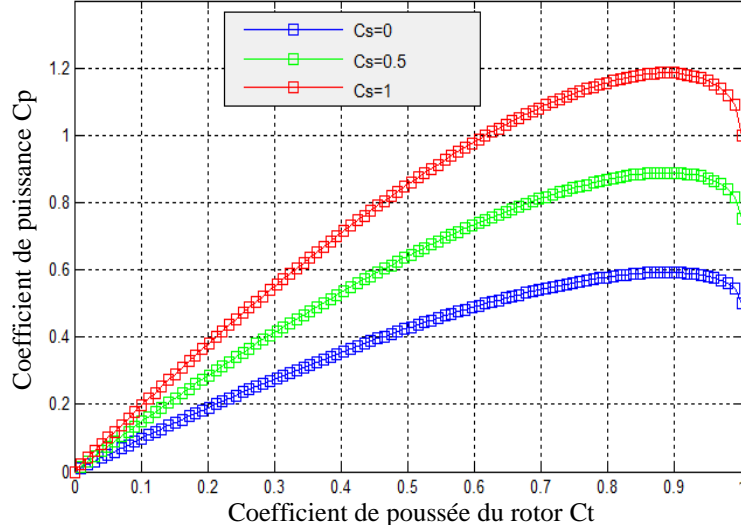


Figure 1.20: Evolution du coefficient de puissance en fonction du coefficient de poussée du rotor pour différentes valeurs de  $C_s$

Remarquons que lorsque  $C_s = 0$  (équivalent à une configuration libre), le coefficient de puissance n'excède pas la limite théorique de Betz. En revanche, le coefficient de puissance atteint une valeur d'environ 1.2 pour  $C_s = 1$ , ce qui représente deux fois la limite de Betz. Une représentation 3D de l'évolution du coefficient de puissance, en fonction du coefficient de traînée du carénage et du coefficient de poussée du rotor, a été réalisée et est illustrée à la Figure 1.21.

D'autres modèles analytiques ont été développés mais ils manquent de cohérence et ne fournissent pas une description complète des principaux phénomènes qui agissent sur le rotor, ils ne seront donc pas cités dans cette section.

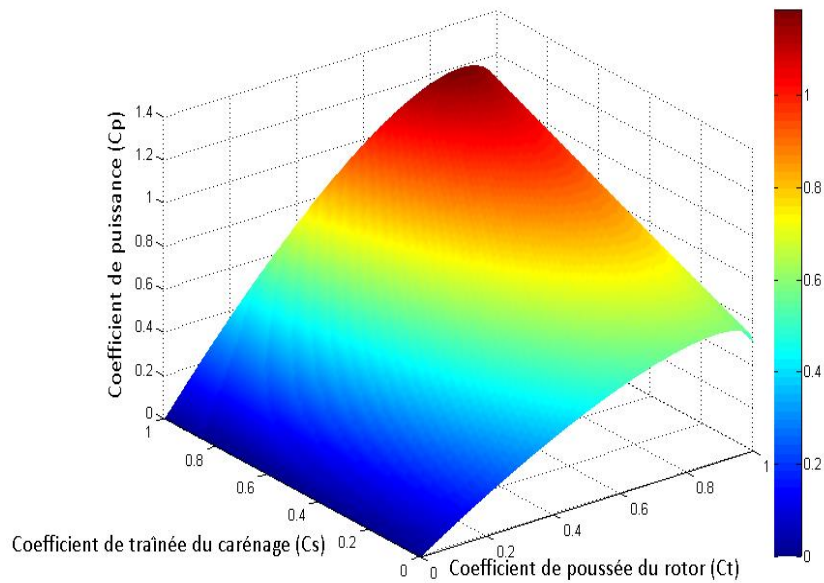


Figure 1.21: Evolution du coefficient de puissance en fonction du coefficient de traînée du carénage et du coefficient de poussée du rotor

## 1.5 ETUDE DES TURBINES MUNIES D'UN SYSTEME DE CARENAGE

Une partie des turbines à axe horizontal utilise ou suggère l'utilisation d'un système de carénage ayant une section unique de profil d'aile (Figure 1.22). Ce système représente le meilleur compromis entre performance, faisabilité de la conception et retour d'expérience du domaine éolien.

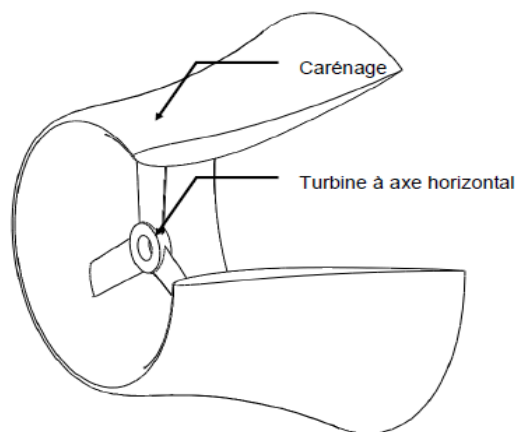


Figure 1.22: Carénage à section unique de profil d'aile (Aumelas (2011) [31])

Le but de cette section est d'exposer quelques études, tant numériques qu'expérimentales, consacrées à l'étude du comportement des turbines carénées. Les études concernant les performances des hydroliennes carénées sont moins nombreuses que celles concernant les éoliennes.

### 1.5.1 Analyse des éoliennes munies d'un carénage

Dans les années 70, des chercheurs de la Grumman Aerospace Corporation (Etats-Unis) ont obtenu, sur une éolienne tripale munie d'un carénage formé de diffuseurs en cascade, un coefficient de puissance de 1.57, soit 2.65 fois la limite de Betz. La conclusion principale était que les carénages permettent l'obtention d'un gain de puissance, dû aux forces de portance et de traînée induites par la géométrie du carénage, mais ceci au détriment de coûts supplémentaires conséquents, rendant ainsi l'ajout d'un carénage inapplicable en termes de rentabilité, Multon (2011) [17].

Igra (1981) [32] annonce que la puissance extraite par une éolienne carénée peut être 3.5 fois plus grande que celle d'une éolienne libre. Il annonce que l'éolienne carénée est plus efficace que n'importe quelle éolienne libre ayant le même diamètre.

Riegler (1983) [33] a montré que le coefficient de puissance maximal pour une éolienne sous tuyère divergente est de 1.96, soit 3.3 fois la limite théorique de Betz. Riegler explique cela par le fait que le débit récupéré provient d'une région plus grande en amont par rapport à une éolienne libre. La même année, après plusieurs expériences en soufflerie, Gilbert et Foreman (1983) [34] annoncent un facteur de 4.25 pour une éolienne dotée d'un diffuseur de profil d'aile, c'est-à-dire que ce dispositif produit 4.25 fois plus de puissance en comparaison avec une éolienne libre.

Hansen et al. (2000) [35] ont analysé numériquement, avec des simulations CFD, une éolienne dotée d'un diffuseur. Ils affirment que la limite de Betz peut être multipliée par un facteur proportionnel à l'augmentation du débit traversant le diffuseur.

Des études approfondies ont été réalisées par Phillips et al. (2003) [36] [28] sur une éolienne carénée développée par Vortec Energy. Plusieurs modèles de diffuseurs ont été développés grâce à des simulations numériques réalisées par Phillips et al. Le design le plus récent, illustré dans les figures Figure 1.23 et Figure 1.24, fut analysé expérimentalement dans une soufflerie et numériquement avec des calculs CFD. Les résultats numériques ont montré une surestimation de la puissance extraite en comparaison avec l'expérience. Les auteurs expliquent cette différence par la présence de zones de décollement dans le diffuseur, mal captées par le modèle de turbulence ( $k - \epsilon$ ) employé dans leur simulation.

Grassmann et al. (2003) [37] [38] ont étudié numériquement et expérimentalement l'effet de l'ajout d'un système de carénage à un prototype d'éolienne libre. Leur carénage est un diffuseur constitué de deux sections aérodynamiques séparées par une rainure (Figure 1.25). Les résultats ont montré une augmentation du coefficient de puissance d'un facteur d'au moins 55% en comparaison avec le même rotor démunie de carénage.



Figure 1.23: Concept de l'éolienne carénée conçue par Vortec Energy (Phillips et al. (2005) [28])

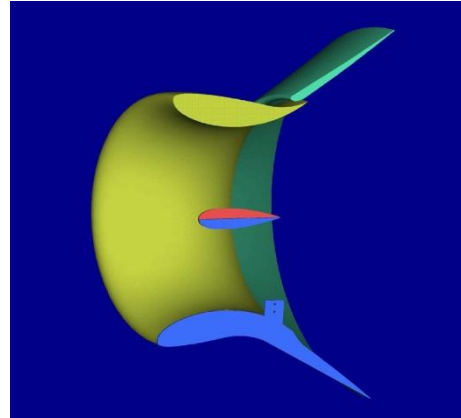


Figure 1.24: Modélisation de l'éolienne carénée de Vortec Energy (Phillips (2003) [36])

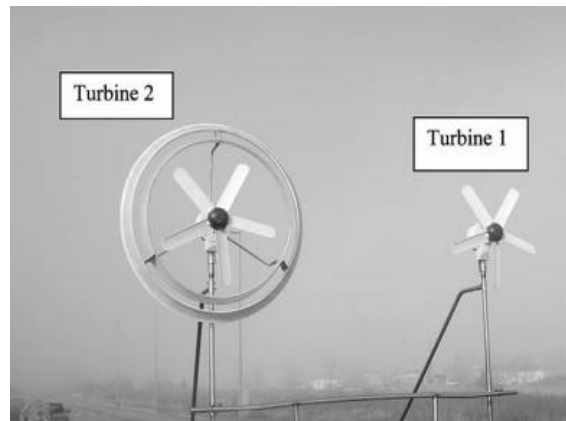


Figure 1.25: Eolienne carénée analysée par Grassmann et al. (2003) [37]

Visser (2009) [39] a analysé les performances de l'éolienne carénée développée par Wind Tamer Corporation [40]. Le carénage est constitué d'une section droite précédant un diffuseur, les deux sections sont séparées par une rainure supposée contrôler la couche limite (Figure 1.26). Les mesures expérimentales, menées en terrain réel d'opération de la turbine, ont démontré un coefficient de puissance légèrement supérieur à la limite de Betz.

Ohya et al. (2008) [41] [42] ont étudié une éolienne avec un diffuseur comportant un rebord à la sortie de celui-ci (Figure 1.27). Les auteurs expliquent que la présence du rebord crée une zone de forte dépression à la sortie du diffuseur, provoquant ainsi la formation de tourbillons conduisant à une augmentation du débit passant à travers le diffuseur (Figure 1.28). Ils annoncent une augmentation de la puissance d'un facteur compris entre 2 et 5 en comparaison avec une éolienne libre.



Figure 1.26: Concept de l'éolienne carénée conçue par Wind Tamer Corporation [40]



Figure 1.27: Concept de diffuseur à rebord proposé par Ohya et al. (2008) [41]

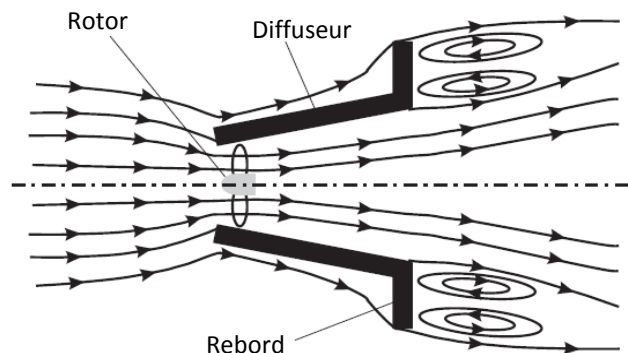


Figure 1.28: Vue schématique de l'écoulement autour d'un diffuseur à rebord. Principe expliqué par Abe et Ohya (2004) [42]

La limite de Betz annonce que le rendement d'une éolienne ne peut dépasser plus de  $16/27$ . Néanmoins, toutes les études qui viennent d'être citées prévoient que l'usage d'un système de carénage, particulièrement de type diffuseur, permet de dépasser cette limite théorique en concentrant l'écoulement traversant la turbine.

Le Tableau 1.3 récapitule les performances de quelques concepts présentés ci-dessus. Il est important de souligner que le coefficient de puissance ( $C_p$ ) de la configuration carénée est



rapporté au diamètre du rotor ( $A_{rotor}$ ), et non pas au diamètre de l'encombrement total qui est exprimé par le diamètre de sortie du diffuseur ( $A_{carénage}$ ). Utiliser une définition du coefficient de puissance basée sur l'aire de l'encombrement total conduirait à un rapport  $C_p$  configuration carénée sur  $C_p$  rotor seul beaucoup plus faible.

		<i>Rapport des sections</i>	<i>Configuration carénée</i>	<i>Rotor seul</i>
Référence	Méthode	$A_{carénage}/A_{rotor}$	$C_p$	$C_p$
Hansen et al. [35]	CFD-2D	1.85	0.94	ND
Grassmann et al. [38]	CFD-2D	1.74	0.75	0.39
Ohya et al. [41]	Soufflerie	ND <sup>1</sup>	1.38	0.26

Tableau 1.3: Coefficients de puissance de diverses éoliennes carénées

### 1.5.2 Analyse des hydroliennes munies d'un carénage

Cette section présente quelques travaux, pour la majorité académiques, des concepts d'hydroliennes dotées d'un système de carénage. Un certain nombre d'études sur les hydroliennes à axe vertical carénées ont été réalisées, dont certaines ont mis en lumière l'intérêt que procure l'ajout d'un système de carénage. Les mesures expérimentales du coefficient de puissance ont été publiées et sont largement discutées par la communauté scientifique. Par ailleurs, le comportement hydrodynamique d'une hydrolienne à axe vertical est différent de celui d'une hydrolienne à axe horizontal. Ainsi, ces résultats ne seront pas discutés dans cette section.

Kirke (2005) [43] explique qu'une hydrolienne carénée conditionne l'écoulement, permettant ainsi d'avoir un débit plus élevé et par conséquent des vitesses plus grandes autour des pales en comparaison à une hydrolienne libre. Ce gain de vitesse est proportionnel à la quantité de débit traversant le carénage.

Khunthongjan et Teeboonma (2009) [44], [45] ont analysé par CFD un diffuseur à rebord. Ils montrent que ce dernier augmente la vitesse de l'écoulement amont d'un facteur 2, conduisant ainsi à une augmentation de la puissance extraite d'un facteur 3.5, en comparaison avec une hydrolienne libre.

Munch et al. (2009) [46] ont étudié par simulation CFD l'hydrolienne carénée du projet Guinard Energies. Le rotor à quatre pales a été modélisé dans un maillage tournant contenant le diffuseur. L'optimisation des formes géométriques de la pale et du profil du diffuseur sont réalisées séparément. Toutefois, les auteurs suggèrent qu'une optimisation simultanée des

---

<sup>1</sup> ND : Non Disponible

formes géométriques de la pale et du profil de carénage (optimisation couplée rotor-carénage) serait idéale pour une telle étude. La forme optimisée de l'hydrolienne carénée délivre un rendement hydrodynamique de 55% lorsque la turbine travaille à son point de fonctionnement optimal.

Lokocz (2010) [47] a analysé expérimentalement le comportement hydrodynamique d'une hydrolienne tripale carénée. Un profil NACA 4412 à incidence nulle est retenu pour la section du carénage. L'étude est réalisée avec un ratio ( $A_{carénage}/A_{rotor}$ ) proche de un. L'auteur annonce qu'aucun gain notable de la puissance extraite n'a été observé en comparaison avec la configuration libre (sans carénage).

Reinecke (2011) [48] a analysé un système de carénage à fonctionnement unidirectionnel destiné à l'hydrolienne tripale conçue et testée par Bahaj et al. (2007) [49]. D'abord, la forme géométrique du profil de carénage a été optimisée et modélisée numériquement. Une fois que la géométrie du carénage est validée, une série de test est menée dans un bassin d'essai (Figure 1.29). Les mesures expérimentales montrent une augmentation de la puissance d'un facteur d'environ 4 par rapport à l'hydrolienne libre de Bahaj et al. (2007).

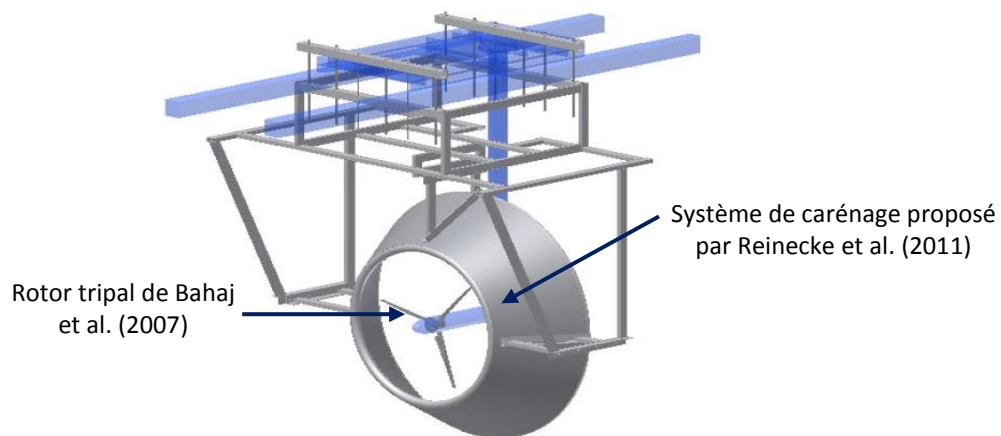


Figure 1.29: Hydrolienne tripale de Bahaj et al. (2007) sous tuyère accélératrice, testée expérimentalement par Reinecke et al. (2011) [50]

Sun et Kyojuka (2012) [51] ont procédé à des essais expérimentaux sur une hydrolienne tripale libre (Figure 1.30) et ont ensuite étudié l'effet de l'ajout d'un carénage à rebord sur cette même hydrolienne (Figure 1.31). Les résultats ont montré une augmentation de la puissance extraite d'un facteur de 2.5 lorsqu'un carénage à rebord est employé. Les mesures expérimentales ont été par la suite comparées aux simulations et une surestimation du coefficient de puissance a été observée lorsque l'on s'éloigne du point de fonctionnement nominal de la turbine.

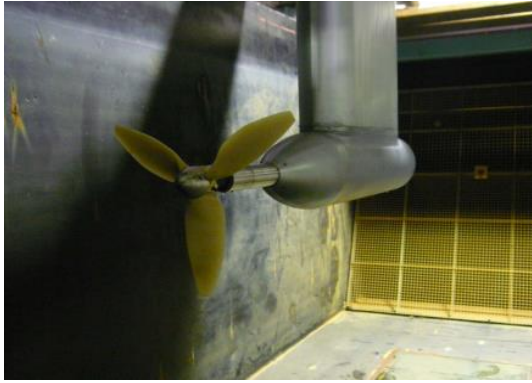


Figure 1.30: Hydrolienne libre analysée expérimentalement par Sun et Kyojuka (2012) [51]

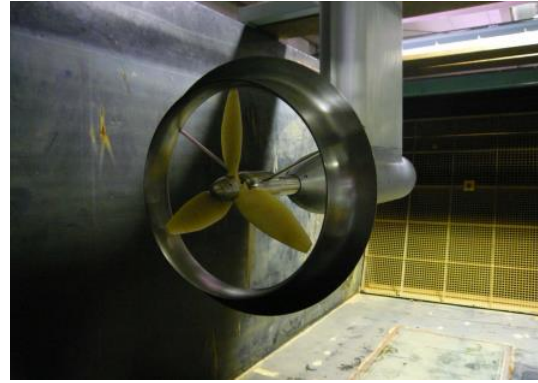


Figure 1.31: Hydrolienne carénée analysée expérimentalement par Sun et Kyojuka (2012) [51]

Une récente étude numérique et expérimentale réalisée par Luquet et al. (2013) [27], basée sur les travaux de Munch et al. (2009) [46], vise à réétudier le carénage de l'hydrolienne BluStream proposée par Guinard Energies (Figure 1.32). Les mesures expérimentales effectuées en bassin d'essai confirment les résultats numériques obtenus par les simulations CFD. En revanche, aucune comparaison avec le rotor libre n'a été présentée.



Figure 1.32: Hydrolienne carénée testée expérimentalement par Luquet et al. (2013) [27]

Shives (2011) [52] a étudié un diffuseur à profil d'aile en utilisant une modélisation numérique et analytique. Comme dans les travaux de Munch et al. (2009), une optimisation de la forme géométrique du diffuseur est envisagée. Le rotor, quant à lui, est modélisé par un disque actionneur. L'auteur conclut que la configuration carénée proposée délivre des performances moins bonnes que la configuration libre en termes de coefficient de puissance. Cela est dû à l'augmentation de la traînée provoquée par la présence du carénage. Shives (2011) propose un modèle analytique basé sur l'application du bilan de quantité de mouvement à l'ensemble « disque actionneur – carénage ». La stratégie consiste à paramétrer l'effet de la présence du carénage sur l'écoulement, puis à déterminer ces paramètres avec des modélisations CFD sur le disque actionneur sous diverses formes de carénage. Les résultats obtenus ont été combinés avec le bilan de quantité de mouvement afin de formuler un modèle couplé « Carénage-QM » (couplage carénage-bilan de quantité de mouvement). Le modèle

analytique couplé s'est avéré limité car il nécessite un grand nombre de simulations pour paramétrer chaque forme de carénage.

Parmi les conclusions qui peuvent être tirées de la littérature présentée ci-dessus, très peu de publications scientifiques sur l'étude des hydroliennes carénées précisent la surface de référence utilisée lors de la définition du coefficient de puissance.

Le Tableau 1.4 présente les valeurs des coefficients de puissance de quelques configurations d'hydroliennes carénées. Comme pour l'étude des performances des éoliennes carénées (Tableau 1.3), la majorité des travaux portant sur les performances des hydroliennes carénées se réfère au diamètre du rotor ( $A_{rotor}$ ) dans la définition du coefficient de puissance.

		<i>Rapport des sections</i>	<i>Configuration carénée</i>	<i>Rotor seul</i>
Référence	Méthode	$A_{carénage}/A_{rotor}$	$C_p$	$C_p$
Reinecke et al. [48]	Bassin d'essai	3.29	1.74	0.44
Sun et al. [51]	Tunnel hydrodynamique	ND	0.88	0.35
Luquet et al. [27]	Bassin d'essai	2.16	0.65	ND
Lokocz [47]	Tunnel hydrodynamique	$\approx 1$	0.40	0.44

Tableau 1.4: Coefficient de puissance d'hydroliennes munies d'un carénage

## 1.6 CONCLUSION

Les hydroliennes convertissent l'énergie cinétique des courants marins en électricité, comme le feraient des éoliennes avec le vent. L'eau étant 800 fois plus dense que l'air, les hydroliennes sont significativement plus petites que les éoliennes pour la même puissance fournie.

La limite de Betz annonce que le rendement d'une turbine à axe horizontal ne peut dépasser plus de 16/27, c'est-à-dire que le rotor ne peut extraire plus de 59.3% de l'énergie contenue dans l'écoulement. De plus, un mauvais positionnement des hydroliennes les unes par rapport aux autres dans un parc hydrolien conduirait à des pertes supplémentaires dues au sillage tourbillonnaire dégagé.

La majorité des études affirment que l'ajout d'un système de carénage optimisé hydrodynamiquement conduit à des gains importants en puissance par rapport à un rotor seul. Cependant, comme pour l'étude des éoliennes carénées, il est donc important de comprendre

et de définir quelle est la surface de référence qui a été employée lors de la définition du coefficient de puissance.

La surface de référence employée lors de la comparaison du coefficient de puissance entre un rotor libre et une configuration carénée est un paramètre crucial lors de la discussion de l'augmentation de la puissance extraite. Il est donc crucial de souligner que le coefficient de puissance ( $C_p$ ) de la configuration carénée est rapporté au diamètre du rotor, et non pas au diamètre de l'encombrement total qui est exprimé par le diamètre de sortie pour un carénage de type diffuseur. Utiliser une définition du coefficient de puissance basée sur l'aire de l'encombrement total conduirait à un rapport  $C_p$  configuration carénée sur  $C_p$  rotor seul beaucoup plus faible.

Malgré de récentes avancées, le comportement des hydroliennes est aujourd'hui encore déterminé pour des conditions bien spécifiques de fonctionnement, c'est-à-dire en présence d'un écoulement uniforme et stationnaire. Cependant, de nombreuses questions restent aujourd'hui en suspens. D'où l'intérêt de ce travail de thèse, à travers lequel on propose de faire la lumière sur des points cruciaux pour un dimensionnement au plus juste des hydroliennes.

## Bibliographie

- [1] M. J. Khan, G. Bhuyan, M. T. Iqbal and J. E. Quaicoe, Hydrokinetic Energy Conversion Systems and Assessment of Horizontal and Vertical Axis Turbines for River and Tidal Applications: A Technology Status Review. *Applied Energy*, vol. 86, pp. 1823-1835, 2009.
- [2] L. I. Lago, F. L. Ponta and L. Chen, Advances and Trends in Hydrokinetic Turbine Systems. *Energy for Sustainable Development*, vol. 14, p. 287–296, 2010.
- [3] F. H. Haydar, A. El Shafie and A. Othman, Tidal Current Turbines Glance at the Past and Look Into Future Prospects in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 5707-5717, 2012.
- [4] A. Menchaca Roa, Analyse Numérique des Hydroliennes à Axe Vertical Munies d'un Carénage. Thèse de Doctorat, 2011.
- [5] H. Riegler, HAWT versus VAWT. *Refocus*, vol. 4, pp. 44-46, 2003.
- [6] R. E. Wilson and P. B. S. Lissaman, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*. Oregon State University, 1974.
- [7] E. Amet, Simulation Numérique d'une Hydrolienne à Axe Vertical de Type Darrieus,» Thèse de doctorat, 2009.
- [8] C. Ploesteanu, Etude Hydrodynamique d'un Type d'Hydrolienne à Axe Vertical pour les Courants Marins. Thèse de Doctorat, 2004.
- [9] A. M. Andreica, Optimisation Energétique de Chaînes de Conversion Hydroliennes: Modélisation, Commandes et Réalisations Expérimentales. Thèse de Doctorat, 2009.
- [10] T. Burton, D. Sharpe, N. Jenkins and E. Bossanyi, *Wind Energy Handbook*, Wiley, 2001.
- [11] J. F. Manwell, J. G. McGowan and A. L. Rogers, *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application.*, Wiley, 2003.
- [12] M. S. Guney, Evaluation and Measures to Increase Performance Coefficient of Hydrokinetic Turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3669-3675, 2011.
- [13] J. Twidell and T. Weir, *Renewable Energy Resources*, Taylor and Francis, 2006.
- [14] B. G. Newman, Actuator Disc Theory for Vertical Axis Wind Turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 15, pp. 347-355, 1983.
- [15] A. N. Gorban, A. M. Gorlov and V. M. Silantyev, Limits of The Turbine Efficiency for Free Fluid Flow. *Journal of Energy Ressources Technology*, vol. 123, pp. 311-317, 2001.
- [16] R. J. Barthelmie, G. C. Larsen et S. T. Frandsen, «Comparaison of Wake Model Simulations with Offshore Wind Turbine Wake Profiles Measured by Sodar,» *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, vol. 23, pp. 888-901, 2006.
- [17] B. Multon, *Energies Marines Renouvelables: Aspects Généraux, Eolien, Marémoteur et Hydrolien*, Paris: LAVOISIER, 2011.

- [18] M. J. Khan, M. T. Iqbal and J. E. Quaicoe, «A Technology Review and Simulation Based Performance Analysis of River Current Turbine Systems. Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, Ottawa, 2006.
- [19] F. Ponta et G. S. Dutt, An Improved Vertical-Axis Water-Current Turbine Incorporating a Channelling Device. *Renewable Energy*, vol. 20, p. 223–241, 2000.
- [20] R. L. Radkey and B. D. Hibbs, Definition of Cost Effective River Turbine Designs,» Report for US Department of Energy, 1981.
- [21] T. Setoguchi, N. Shiomi and K. Kaneko, Development of Two-Way Diffuser for Fluid Energy Conversion System. *Renewable Energy*, vol. 29, p. 1757–1771, 2004.
- [22] F. L. Ponta and P. M. Jacovkis, Marine Current Power Generation by Diffuser-Augmented Floating Hydro Turbines. *Renewable Energy*, vol. 33, pp. 665-673, 2008.
- [23] Clean Current Power Systems : [www.cleancurrent.com](http://www.cleancurrent.com)
- [24] UEK Corporation : [www.uekus.com](http://www.uekus.com)
- [25] Atlantis Resources : [www.atlantisresourcesltd.com](http://www.atlantisresourcesltd.com)
- [26] OpenHydro : [www.openhydro.com](http://www.openhydro.com)
- [27] R. Luquet, D. Bellevre, D. Fréchou, P. Perdon and P. Guinard, Design and Model Testing of an Optimized Ducted Marine Current Turbine. *International Journal of Marine Energy*, vol. 2, pp. 61-80, 2013.
- [28] D. G. Phillips, P. J. Richards and R. G. J. Flay, Diffuser Development for a Diffuser Augmented Wind Turbine Using Computational Fluid Dynamics. Technical Report Department of Mechanical Engineering of the University of Auckland, New Zealand, 2005.
- [29] C. J. Lawn, Optimization of The Power Output From Ducted Turbines. *Journal of Power and Energy*, vol. 217, pp. 107-117, 2003.
- [30] M. J. Werle and W. M. Presz, Ducted Wind/Water Turbines and Propellers Revisited. *Journal of Propulsion and Power*, vol. 24, pp. 1146-1150, 2008.
- [31] V. Aumelas, Modélisation des Hydroliennes à axe Vertical Libres ou Carénées: Développement d'un Moyen Experimental et d'un Moyen Numérique pour l'Etude de la Cavitation. Thèse de Doctorat, 2011.
- [32] O. Igra, Research and Development for Shrouded Wind Turbines. *Energy*, vol. 21, pp. 13-48, 1981.
- [33] G. Riegler, Principles of Energy Extraction From a Free Stream by Means of Wind Turbines. *Wind Engineering*, vol. 7, p. 115:126, 1983.
- [34] B. L. Gilbert and K. M. Foreman, «ExperimentsWwith a Diffuser-Augmented Model Wind Turbine. *Energy Resources Technology*, vol. 105, pp. 46-53, 1983.
- [35] M. O. L. Hansen, N. N. Sorensen and R. G. J. Flay, Effect of Placing a Diffuser Around a Wind Turbine. *Wind Energy*, vol. 4, pp. 207-213, 2000.
- [36] D. Phillips, An Investigation on Diffuser Augmented Wind Turbine Design. Thèse de Doctorat,

University of Auckland, 2003.

- [37] H. Grassmann, F. Bet, G. Cabras, M. Ceschia, D. Cobai and C. DelPapa, A Partially Static Turbine-First Experimental Results. *Renewable Energy*, vol. 28, pp. 1779-1785, 2003.
- [38] H. Grassmann, F. Bet, M. Ceschia et M. L. Ganis, On the Physics of Partially Static Turbines. *Renewable Energy*, vol. 29, p. 491-499, 2004.
- [39] K. D. Visser, Wind Tamer Turbine Performance Report. Technical Report 11, Clarkson University, 2009.
- [40] Arista Power & Wind Tamer Diffuser-Augmented Wind Turbines : [www.aristapower.com](http://www.aristapower.com)
- [41] Y. Ohya, T. Karasudani, A. Sakurai, K. Abe and M. Inoue, Development of a Shrouded Wind Turbine with a Flanged Diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, p. 524-539, 2008.
- [42] K. Abe and Y. Ohya, An Investigation of Flow Fields Around Flanged Diffusers Using CFD. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 92, p. 315-330, 2004.
- [43] B. Kirke, Developments in Ducted Water Current Turbines. University of South Australia, 2005.
- [44] P. Khunthongjan and U. Teeboonma, Duct Design for Water Current Turbine Application. *GMSARN International Conference on Energy Security and Climate Change: Problems & Issues in GMS*, 2009.
- [45] P. Khunthongjan, An Investigation of Diffuser for Water Current Turbine Application Using CFD. *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 3, pp. 3437-3445, 2011.
- [46] C. Munch, M. Vonlanthen, J. Gomes, R. Luquet, P. Guinard and F. Avellan, Design and Performance Assesment of a Tidal Ducted Turbine. 3rd International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, 2009.
- [47] T. A. Lokocz, Testing of a Ducted Axial. MSc Thesis University of Maine, 2010.
- [48] J. Reinecke, Effect of an Diffuser on the Performance of an Ocean Current Turbine. University of Stellenbosch, 2011.
- [49] A. Bahaj, W. M. J. Batten and G. McCann, Experimental Verification of Numerical Predictions for Hydrodynamic Performance of Horizontal Axis Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, vol. 32, pp. 2479-2490, 2007.
- [50] J. Reinecke, T. von Backstrm and G. Venter, Effect of a Diffuser on the Performance of an Ocean Current Turbine. 9th European Wave and Tidal Energy Conference, 2011.
- [51] H. Sun and Y. Kyojuka, Analysis of Performances of a Shrouded Horizontal Axis Tidal Turbine. *OCEANS 2012 Conference*, 2012.
- [52] M. Shives, Hydrodynamic Modeling Optimization and Performance Assessment for Ducted and Non-ducted Tidal Turbines. MSc thesis University of Victoria, 2011.





## CHAPITRE 2 :

---

### ETUDE HYDRODYNAMIQUE D'UNE HYDROLIENNE

#### Table des matières

---

2.1 METHODES NUMERIQUES D'ETUDE DU COMPORTEMENT HYDRODYNAMIQUE DES HYDROLIENNES	42
2.1.1 Méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement (BEMt : Blade Element Momentum Theory)	42
2.1.2 La méthode des éléments de frontières (Boundary Element Method)	45
2.1.3 Les méthodes à solveurs RANS (Reynolds Average Navier Stokes)	46
2.2 THEORIE DE L'ECOULEMENT POTENTIEL	49
2.2.1 Équation principale	49
2.2.2 Conditions aux limites	50
2.2.2.1 Condition de glissement	50
2.2.2.2 Condition à l'infini	50
2.2.2.3 Condition de Kutta	50
2.2.3 Solution intégrale	52
2.3 METHODE DES SINGULARITES	55
2.3.1 Source tridimensionnelle	55
2.3.2 Source bidimensionnelle	55
2.3.3 Doublet tridimensionnel	56
2.3.4 Doublet bidimensionnel	56
2.3.5 Tourbillon	57
2.4 CODE POTENTIEL BIDIMENSIONNEL	57
2.5 CODE POTENTIEL TRIDIMENSIONNEL	58
2.6 HYDROLIENNE VERSUS HELICE MARINE	59
2.7 CALCUL ITERATIF ROTOR SOUS TUYERE	64
2.8 CONCLUSION	66
Bibliographie	67

---

Les hydroliennes suscitent un vif intérêt et les méthodes numériques développées pour étudier leur comportement hydrodynamique ne cessent de se diversifier. Ce chapitre vise à exposer les différents outils numériques et présenter en détail notre modèle numérique.

Dans la section 2.1, on propose d'exposer les principales méthodes numériques adoptées pour l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes.

La section 2.2 décrit en détail la théorie de l'écoulement potentiel, celle-ci étant le solveur de notre modèle numérique.

La section 2.3 explique la méthode des singularités. Dans les sections 2.4 et 2.5 on présente les bases des codes potentiels bidimensionnel et tridimensionnel.

Dans la section 2.6, on propose d'expliquer les différences entre un fonctionnement en zone propulsion (hélice marine) et en zone analogue en mode hélice de génération de puissance (hydrolienne).

Finalement, la section 2.7 explique la méthode itérative développée pour simuler l'écoulement d'une hélice sous tuyère.

## **2.1 METHODES NUMERIQUES D'ETUDE DU COMPORTEMENT HYDRODYNAMIQUE DES HYDROLIENNES**

Une large variété de méthodes numériques utilisées dans l'éolien sont appliquées dans le domaine hydrolien. Toutefois, la différence de fonctionnement dans l'air et dans l'eau implique que les méthodes de calculs dans l'air présentent des limites pour représenter la physique de l'écoulement autour des pales d'une hydrolienne. Parmi les principales méthodes numériques les plus utilisées, on retrouve :

- La méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement (BEMt) ;
- La méthode des éléments de frontières (BEM) ;
- Les solveurs RANS (Reynolds Average Navier Stokes).

### **2.1.1 Méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement (BEMt : Blade Element Momentum Theory)**

Un descriptif de cette méthode, utilisée par de nombreux auteurs tant en hydrolien qu'en éolien (Wilson et al. (1976) [1], Masters et al. (2008) [2], Silva et Donadon (2013) [3]), est présenté dans cette section. Cette méthode est basée sur la théorie du disque introduite par Rankine (1865) [4] et Froude (1889) [5]. Glauert (1935) [6] est le premier à avoir proposé cette méthode : il propose de décomposer l'écoulement en volume de contrôle en forme de tube de courant, auquel il applique le bilan de quantité de mouvement. Cette théorie suppose que les efforts sur un élément de pale puissent être calculés à partir des caractéristiques aérodynamiques bidimensionnelles du profil. L'angle d'attaque ( $\alpha$ ) est déterminé à partir des composantes de la vitesse à une position radiale donnée ( $r$ ), exprimées en fonction de la vitesse de l'écoulement ( $V_0$ ), des paramètres de l'écoulement et de la vitesse de rotation. La

composante radiale de la vitesse n'est pas prise en compte et les autres effets tridimensionnels sont, quant à eux, ramenés par tranches à des effets bidimensionnels (Figure 2.1). Ainsi, les efforts résultants sur la pale sont déterminés à partir des coefficients de portance ( $C_L$ ) et de traînée ( $C_D$ ) des profils de section de pale (Figure 2.2).

Le principe de cette méthode est donc de déterminer l'angle d'attaque de chaque profil et d'en déduire les coefficients de portance et de traînée à partir de tableaux obtenus, soit expérimentalement (citons pour cela l'ouvrage de référence d'Abbott et Von Doenhoff (1959) [7]), soit numériquement sur Xfoil (Drela (1989) [8]). Les efforts 2D qui sont donnés dans le repère de l'écoulement sont orientés selon les directions axiale et azimutale afin de déterminer la contribution de chaque section à la traînée (poussée dans le cas d'un propulseur) et au couple de la turbine. Le problème est que la turbine (l'hélice) agit sur l'écoulement. On obtient la composante axiale de cette action (une accélération pour une hélice et une décélération pour une turbine) en utilisant le bilan de quantité de mouvement tel que suggéré par Glauert. On corrige ainsi les efforts sur le profil. Cette correction affecte l'effet du profil en mouvement sur le bilan de quantité de mouvement qui doit être corrigé à son tour. Il suffit de quelques itérations pour obtenir un résultat convergé. Le système gagne à être également corrigé de l'action du rotor sur l'écoulement azimutal, ainsi le décrit Aucher (1996) [9]. En intégrant radialement les contributions de toutes les sections, on obtient le couple et la traînée (poussée pour un propulseur) du rotor.

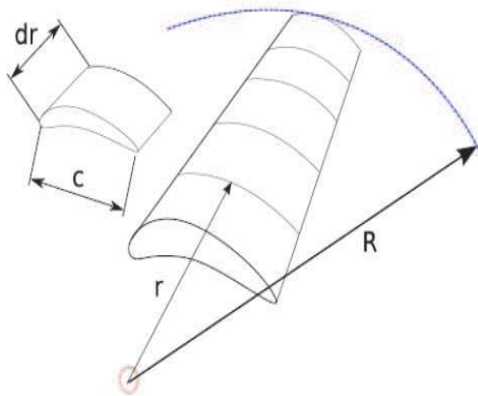


Figure 2.1: Principe de la méthode de l'élément de pale (Kulunk (2011) [10])

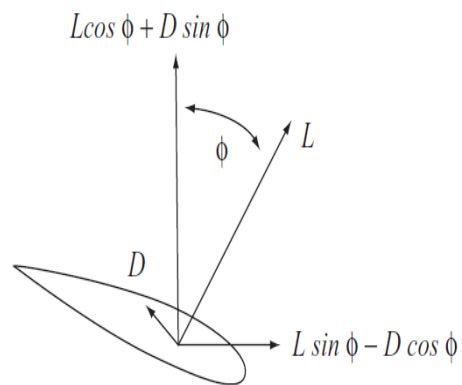


Figure 2.2: Efforts (L pour la portance et D pour la traînée) résultants sur un profil 2D

L'avantage de ce modèle est qu'il est facile à mettre en œuvre et qu'il contient les phénomènes physiques majeurs de l'aérodynamique (cas des éoliennes). Il s'avère précis pour différentes conditions de l'écoulement autour d'une pale d'éolienne (grand allongement), quelle que soit sa configuration. Cette méthode est généralement appliquée pour une conception initiale des pales d'éolienne, citons à titre d'exemple la conception proposée par Lanzafame et Messina (2010) [11].

L'inconvénient principal de la méthode est qu'elle ignore tout effet tridimensionnel (3D). Elle s'applique cependant bien aux pales très allongées comme celles des éoliennes. Un autre inconvénient de ce modèle est qu'il repose sur des données expérimentales ou numériques

pour les coefficients de portance et de traînée en écoulement stationnaire. Ces données connaissent quelques limites quand il s'agit de prendre en compte des phénomènes comme le décollement au niveau de la couche limite. Par exemple, pour le cas des éoliennes, le modèle BEMt devient inefficace lorsque la vitesse moyenne du vent est très élevée, car il n'est plus possible de faire une unique modélisation statistique à partir des données bidimensionnelles (2D) des profils des pales. Dans ces conditions, il est nécessaire de prendre en compte la géométrie réelle des pales, leur vitesse de rotation et le sillage généré. Ceci ne peut être implémenté dans un modèle BEMt standard que par approximation (Tangler (2002) [12], Tangler et Bir (2004) [13]).

Plusieurs auteurs (Master et al. (2011) [14] [15], Buckland et al. (2010) [16] [17]) utilisent l'approche BEMt pour une conception initiale des pales d'hydroliennes. La majorité des travaux se situent dans l'ajout de formules de correction afin de mieux représenter la physique de l'écoulement (effets visqueux de l'écoulement, pertes en bout de pale, sillage, etc.).

Bahaj et al. (2007) [18] ont utilisé une approche BEMt pour déterminer les coefficients de puissance ( $C_p$ ) et d'effort axial ( $C_{th}$ ) d'un prototype d'hydrolienne tripale de 800 mm de diamètre. Quatre séries de lois de pas (pitch angle) sont considérées dans de cette étude. Les résultats numériques obtenus avec deux codes basés sur la théorie BEMt (l'un est un code commercial et l'autre académique) ont été comparés aux mesures expérimentales menées dans un bassin d'essai (Figure 2.3). Les résultats numériques ont donné une bonne corrélation avec les mesures expérimentales. Bahaj et al. (2007) concluent que l'approche BEMt est un outil efficace pour l'estimation des coefficients de puissance et d'effort axial d'une hydrolienne.

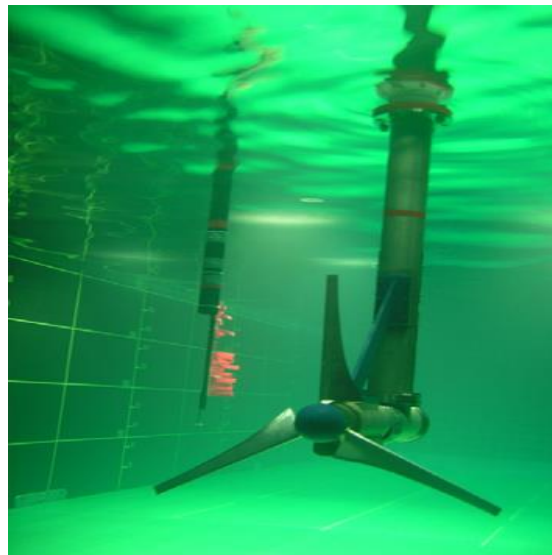


Figure 2.3: Mesures expérimentales des performances hydrodynamiques menées sur une hydrolienne à l'échelle 1:15 (Bahaj et Myers (2013) [19])

Batten et al. (2006) [20], (2007) [21] et (2008) [22] montrent dans leurs travaux comment la méthode BEMt pourrait être utile pour la prédiction des performances hydrodynamiques d'une hydrolienne en termes de coefficients de puissance et d'effort axial. En comparant ces

derniers aux mesures expérimentales, ils obtiennent une corrélation assez satisfaisante. Ils étudient aussi l'effet de la distribution de la loi de pas en envergure (distribution de l'angle de pas) et la cambrure de profil de pale sur le décrochage et la cavitation. Finalement, ils analysent l'effet de la rugosité des pales et ils trouvent une légère diminution de la puissance récupérée lorsque la rugosité des pales est prononcée. Leur étude, tant numérique qu'expérimentale, a été étendue à une hydrolienne à l'échelle réelle (20m de diamètre).

Goundar et al. (2012) [23] ont recouru à la méthode BEMt pour la prédiction du coefficient de puissance d'un rotor d'hydrolienne. Ils expliquent que la difficulté majeure dans la réalisation d'un projet d'hydrolienne est la conception des pales, c'est-à-dire la conception d'un rotor optimal qui délivre les meilleures performances hydrodynamiques, tout en travaillant sans cavitation dans la zone des points nominaux de fonctionnement. Ils rajoutent que la non-uniformité de la direction de l'écoulement et des vitesses compliquent la conception de l'hydrolienne. Goundar et al. comparent plusieurs profils de pale et annoncent que le profil désigné HF-SX présente le meilleur compromis entre performances hydrodynamiques et résistance à la cavitation dans la zone de points nominaux de conception qui est comprise entre trois et quatre. Ils annoncent également que l'augmentation de la cambrure et de l'épaisseur du profil de pale réduit le pic de coefficient de pression à l'intrados et, par conséquent, limite le risque de cavitation.

### **2.1.2 La méthode des éléments de frontières (Boundary Element Method)**

Des méthodes plus élaborées permettent une meilleure approximation de l'évolution du coefficient de puissance sur la plage de fonctionnement nominal. Parmi elles, la méthode des éléments de frontières (appelée aussi méthode des singularités ou BEM en anglais, pour Boundary Element Method). Cette méthode a été introduite comme une méthode de résolution des équations différentielles partielles écrites sous forme d'équations intégrales sur les frontières du domaine considéré. À partir des conditions aux limites, la méthode des éléments de frontières cherche à obtenir les champs de pression sur les frontières qui vérifient les équations intégrales, qui elles, sont considérées comme les équations gouvernantes du problème étudié. La formulation du problème en termes de valeurs limites permet de réduire d'une unité la dimension spatiale du problème, ce qui se traduit par un maillage de surface au lieu d'un maillage du domaine complet. Cette méthode se limite donc à trouver les solutions sur les frontières du domaine étudié, au lieu de résoudre le problème dans le domaine entier. Dans la partie qui nous concerne, elle consiste en la résolution de l'équation de Laplace.

La méthode des éléments de frontières présente quelques avantages : le principal gain de la méthode des éléments de frontières consiste en la discrétisation de la surface du domaine au lieu de son volume, permettant ainsi de réduire significativement le nombre de dimensions du problème (réduire la dimension du problème à une dimension si le problème à résoudre est de dimension deux et à deux dimensions si le problème est de dimension trois). Ainsi, on obtient un gain substantiel en termes de recours aux ressources informatiques et donc une réduction significative du temps de calcul. Par ailleurs, certaines limitations sont connues pour la méthode des éléments de frontières : celle-ci s'accompagne de matrices généralement non symétriques et de problèmes de singularités mathématiques à traiter et souvent complexes à

implémenter. Ces singularités peuvent éventuellement poser des problèmes de résolution, ce qui rend cette méthode moins familière au monde industriel.

La méthode des éléments de frontières est particulièrement appliquée dans le secteur naval et principalement employée pour la conception des hélices de propulsion. Laurens et al. (2012) [24] l'ont utilisé pour estimer la poussée d'une hélice marine. Par ailleurs, cette méthode commence également à être appliquée aux hydroliennes, citons par exemple les travaux de Liu (2010) [25] et Baltazar et Falcão de Campos (2011) [26].

Baltazar et Falcão de Campos (2011) [26] utilisent la méthode des éléments de frontières pour déterminer les coefficients de puissance et d'effort axial (force de poussée du rotor) et comparent leurs résultats numériques aux mesures expérimentales de Bahaj et al. (2007) [18]. Les premiers résultats numériques ont montré des courbes de puissance de même allure que ceux retrouvés expérimentalement par Bahaj et al. (2007). Néanmoins, une sous-estimation est remarquée lorsqu'on regarde point par point sur le graphe du coefficient de puissance. Cependant, Baltazar et Falcão de Campos (2011) procèdent à une correction de la traînée et ils arrivent ainsi à une meilleure corrélation avec les mesures expérimentales.

La présentation numérique de cette méthode, mise en place pour la conception et l'estimation des performances hydrodynamiques des hydroliennes, sera exposée plus en détail dans les sections 2.3, 2.4 et 2.5 de ce chapitre.

### **2.1.3 Les méthodes à solveurs RANS (Reynolds Average Navier Stokes)**

Des études numériques, utilisant des logiciels numériques de la mécanique des fluides (CFD en anglais pour : Computational Fluid Dynamics), ont également été menées pour l'analyse du comportement hydrodynamique des hydroliennes.

Les méthodes basées sur des calculs RANS utilisent un traitement statistique et apparaissent comme un choix alternatif pour s'affranchir des limitations de la théorie de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement (BEMt) et de la méthode des éléments de frontières (BEM). Les éléments de base d'une analyse numérique par une méthode RANS sont:

- L'implémentation du schéma numérique pour résoudre les équations de conservation,
- La génération du maillage (2D ou 3D) ;
- La modélisation de la turbulence (choix d'un modèle de turbulence).

Les méthodes basées sur un solveur RANS consistent en la résolution des équations de Reynolds complétées par des équations de fermeture. Les variables du système à résoudre sont décomposées en une partie moyenne et une partie fluctuante. Le système d'équations instantanées est alors remplacé par un système d'équations sur les valeurs moyennes du champ. En revanche, en moyennant les variables, les instationnarités ne sont pas bien prises en compte. Le degré d'approximation de la modélisation numérique (2D ou 3D) s'accompagne d'une complexité croissante, ce qui implique des simulations compliquées à réaliser, particulièrement lors de l'analyse du comportement hydrodynamique d'une hydrolienne.

McSherry et al. (2011) [27] utilisent une approche RANS pour estimer les performances hydrodynamiques d'un modèle d'hydrolienne. Les coefficients de puissance et d'effort axial prédits avec les simulations sont comparés à ceux mesurés expérimentalement. Les résultats numériques montrent une bonne corrélation avec les mesures expérimentales pour une très faible plage de points de fonctionnement nominal. En revanche, les résultats numériques sont moins satisfaisants lorsqu'on s'éloigne de cette plage de fonctionnement nominal.

Afgan et al. (2013) [28] ont utilisé une méthode RANS pourvue d'un modèle de turbulence de type  $K-\omega$ SST et une méthode LES (Large Eddy Simulation), pour la prévision du comportement hydrodynamique de l'hydrolienne conçue et testée par Bahaj et al. Les résultats numériques ont été ensuite comparés aux mesures expérimentales de Bahaj et al. Ils observent que pour la plage de points de fonctionnement nominal supérieurs à 6 et allant jusqu'à 10 : les valeurs numériques des coefficients de poussée et de puissance obtenues avec les simulations RANS et LES sont prédites à moins de 3% de différence par rapport aux mesures expérimentales. Pour une plage de points de fonctionnement nominal inférieure à 6 : la méthode LES délivre une bonne corrélation avec les mesures expérimentales ; on observe une sous-estimation du coefficient de puissance pouvant aller jusqu'à 10% avec la méthode RANS par rapport aux résultats expérimentaux. Afgan et al. (2013) expliquent cela par le fait que la méthode RANS sous-estime les dépressions au niveau de l'intrados, particulièrement à proximité du bord d'attaque. En définitive, le point de fonctionnement nominal de la turbine a été fixé à 6.

Chulhee et al. (2012) [29] ont employé un modèle RANS avec un maillage 3D du domaine, pour évaluer les performances hydrodynamiques d'une hydrolienne de 0.5m de diamètre. Ils annoncent que la géométrie des pales a un effet conséquent sur les performances hydrodynamiques. La conception proposée (Figure 2.4) est celle d'une hydrolienne tripale, fortement inspirée d'une géométrie d'éolienne, qui délivre un coefficient de puissance pouvant atteindre 51%. Les auteurs concluent que lors d'un projet d'hydrolienne, la conception du rotor (le nombre de pales, le profil et l'épaisseur des sections de pale, la cambrure des profils, la loi de pas, etc.) est l'une des étapes majeures affectant le coefficient de puissance et le risque de cavitation.



Figure 2.4: Modèle d'hydrolienne tripale proposé par Chulhee et al. (2012) [29]

Ju Hyun et al. (2012) [30] ont utilisé deux procédures de calcul pour l'estimation des performances d'une hydrolienne à axe horizontal, la première est un calcul RANS et la



seconde consiste en une approche BEMt. Ils ont ensuite comparé les résultats numériques aux mesures expérimentales. Ils annoncent que le coefficient de puissance estimé par une approche BEMt est similaire à celui estimé lors de l'approche RANS au point de fonctionnement optimal de l'hydrolienne. Les auteurs affirment que la méthode BEMt est un outil efficace pour l'estimation du coefficient de puissance maximal. Par ailleurs, ce que les auteurs n'ont pas précisé est l'effet qu'implique la géométrie du rotor sur la précision de la méthode choisie pour l'estimation des performances hydrodynamiques.

Sur l'ensemble des méthodes numériques exposées dans cette section, aucune d'elles n'est parfaite car chaque méthode numérique possède ses propres limites selon la complexité du problème traité. On trouve également dans la littérature d'autres références où les simulations numériques des performances des hydroliennes sont réalisées par le biais de méthodes appelées hybrides. La méthode DES (Detached Eddy Simulation) est une méthode hybride qui combine le modèle RANS dans les couches limites et le modèle LES en dehors de ces zones. Ainsi, le temps de calcul requis pour une simulation basée sur une méthode hybride est inférieur à celui requis pour les méthodes DNS (Direct Navier Stokes) ou LES (Large Eddy Simulation) pures.

Le Tableau 2.1 récapitule les différentes méthodes numériques exposées et expliquées dans les sections 2.1.1, 2.1.2 et 2.1.3. Malgré les efforts concentrés sur la modélisation numérique du comportement hydrodynamique des hydroliennes, aucun code de calcul ou logiciel commercial n'est à ce jour disponible pour traiter toutes les questions qui se posent sur le fonctionnement des hydroliennes avec et sans carénage.

	<i>Effet 3D</i>	<i>Coefficients de portance et de traînée</i>	<i>Décollement et décrochage</i>	<i>Coût numérique</i>
Blade Element Momentum (BEMt)	Non	Requis	Semi-empirique	Très bas
Boundary Element Method (BEM)	Oui	Non requis	Non	moyen
Reynolds Average Navier Stokes (RANS)	Oui	Non requis	Oui	Très élevé

Tableau 2.1: Méthodes numériques dédiées à l'étude des hydroliennes

Selon le type de calcul (méthodes numériques, précision, etc.), le temps de calcul devient plus ou moins coûteux. Pour récapituler, le Tableau 2.1 expose une comparaison des différentes méthodes susmentionnées lorsqu'elles sont employées pour l'analyse des hydroliennes. La Figure 2.5 présente l'évolution du temps de calcul en fonction de la précision des méthodes numériques expliquées ci-dessus. La méthode des éléments de frontières présente un outil efficace pour la simulation de l'écoulement autour d'un corps ayant un profil portant muni d'un bord de fuite pointu (profil de pale d'hydrolienne et section de carénage par exemple), à

condition que le système soit épargné du phénomène de décollement qui affecte fortement le rendement hydrodynamique d'une hydrolienne.

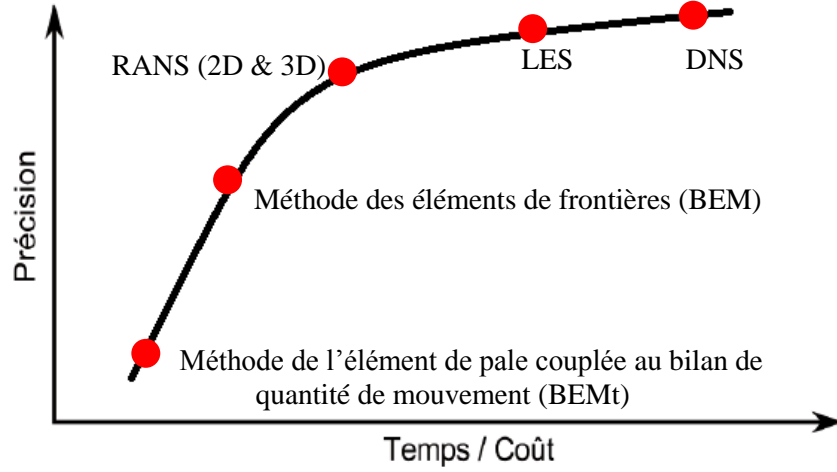


Figure 2.5: Schéma mettant en évidence le temps de calcul et la précision

## 2.2 THEORIE DE L'ÉCOULEMENT POTENTIEL

Dans cette section, la théorie de l'écoulement potentiel est présentée. Une partie de cette description est fortement inspirée de Katz et Plotkin (2001) [31], une référence incontournable du domaine.

### 2.2.1 Équation principale

On considère un domaine de fluide  $V$  entouré par les surfaces  $S_A = S_B + S_w + S_\infty$  où  $S_B$  désigne la surface d'un corps solide,  $S_w$  la surface de sillage et  $S_\infty$  la surface à l'infini. Cette dernière représente la limite extérieure du domaine (Figure 2.6). Les vecteurs normaux  $\vec{n}$  sont définis de façon à ce qu'ils pointent vers l'extérieur du domaine de fluide.

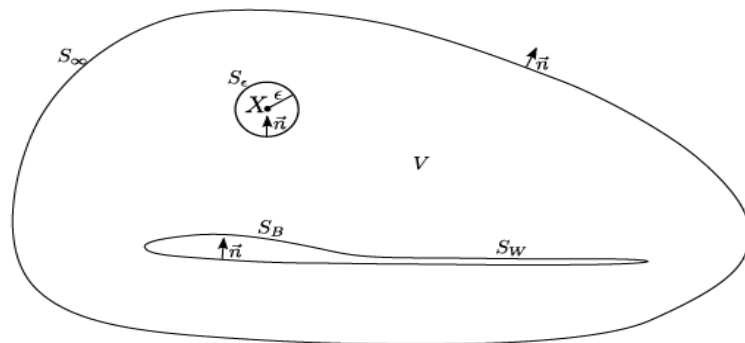


Figure 2.6: Définition du problème potentiel

Si on suppose que le fluide est incompressible, l'équation de conservation de la masse, également appelée l'équation de continuité, peut s'écrire comme suit :

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (2.1)$$

Où  $\vec{V}$  désigne la vitesse

Si, de plus, on suppose que le fluide est non-visqueux et irrotationnel, les vitesses dérivent d'un gradient d'une fonction scalaire  $\Phi$  appelée potentiel des vitesses.

$$\vec{v} = \vec{\nabla}\Phi \quad (2.2)$$

La substitution de l'équation 2.2 dans l'équation 2.1 amène à une équation différentielle appelée l'équation de Laplace :

$$\nabla^2\Phi = 0 \quad (2.3)$$

Cette équation est l'équation principale du problème. Les pressions sont calculées à partir de la relation de Bernoulli qui dérive des hypothèses précédentes, à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement.

## 2.2.2 Conditions aux limites

### 2.2.2.1 Condition de glissement

Sur la surface solide, puisque l'on néglige l'effet visqueux, la condition d'adhérence (vitesse relative nulle à la paroi) n'est plus utilisable. Elle doit donc être remplacée par la condition de glissement dans le repère fixé sur le corps solide :

$$\vec{v} \cdot \vec{n} = \vec{\nabla}\Phi \cdot \vec{n} = 0 \text{ sur } S_B \quad (2.4)$$

### 2.2.2.2 Condition à l'infini

De plus, les vitesses de perturbation induites par le corps doivent s'atténuer en s'éloignant du corps :

$$\lim_{r \rightarrow \infty} (\vec{\nabla}\Phi - \vec{U}_\infty) = 0 \quad (2.5)$$

Où  $r$  désigne la distance entre le point considéré et le corps et,  $\vec{U}_\infty$  est la vitesse en amont. Cette condition est appelée la condition de régularité (atténuation) à l'infini.

### 2.2.2.3 Condition de Kutta

Spécifiquement pour les simulations potentielles des corps portants, une condition supplémentaire doit être respectée, la condition de Kutta. Elle spécifie que l'écoulement sort doucement du bord de fuite d'un corps portant et que la vitesse au bord de fuite est finie. Elle

est traduite par le fait qu'au bord de fuite la différence de pression entre les deux côtés, l'intrados et l'extrados, est nulle.

$$\Delta P_{TE} = 0 \quad (2.6)$$

En réalité, la portance est liée à l'effet visqueux. Pour les codes de calcul de type Navier-Stokes, il suffit, pour simuler des corps portants, que l'écoulement soit visqueux pour obtenir une portance, qu'il soit laminaire ou turbulent. On ne peut pas simuler la portance avec un code de type Euler. La meilleure illustration du fait que la portance est liée à la viscosité est le cas du cylindre tournant. Quand un cylindre est placé dans un écoulement uniforme, l'écoulement autour du cylindre est symétrique (Figure 2.7 (a)). Lorsque le cylindre tourne, la rotation ( $\omega$ ) va modifier l'écoulement autour du cylindre par frottement et créer ainsi une circulation. L'écoulement résultant est asymétrique. D'un côté, le fluide est accéléré et la pression diminue ( $P^-$ ). De l'autre côté, le fluide est ralenti et la pression augmente ( $P^+$ ). La différence de pression génère la portance ( $L$ ), l'effort étant perpendiculaire à la vitesse en amont (Figure 2.7) (b).

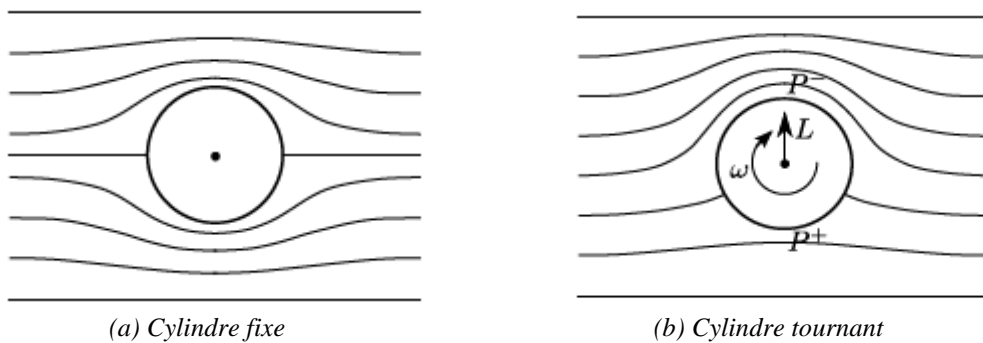


Figure 2.7: Effet Magnus sur un cylindre

Cet effet est appelé l'effet Magnus. Sans l'effet de la viscosité, l'écoulement serait identique à celui de la Figure 2.7 (a) et la portance serait nulle. La théorie des profils portants est basée sur l'étude du cylindre tournant. La relation de Joukowski permet de relier la portance à la circulation. Pour simuler l'effet visqueux, on rajoute un tourbillon centré qui force la rotation de l'écoulement en générant ainsi de la circulation et donc de la portance. Par transformation conforme de Joukovski, on met en évidence la nécessité de placer un point d'arrêt au bord de fuite.

En écoulement non-visqueux autour d'un profil, on doit donc ajouter cette condition supplémentaire. Cette condition dite de Kutta permet de forcer un point d'arrêt au bord de fuite simulant ainsi l'action de la viscosité sur les lignes de courant. Si on considère un foil placé en incidence dans un écoulement de fluide parfait, sans la condition de Kutta, le point d'arrêt en aval ne coïncide pas avec le bord de fuite et la portance est nulle, Figure 2.8 (a). Avec la condition de Kutta, le point d'arrêt en aval coïncide avec le bord de fuite et la portance estimée est alors très voisine de la portance réelle, Figure 2.8 (b).

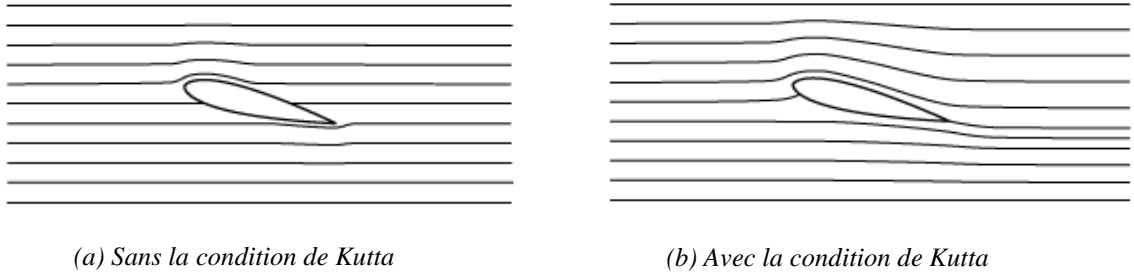


Figure 2.8: Effet de la condition de Kutta sur l'écoulement de fluide parfait autour d'un hydrofoil

Cette modélisation est pertinente tant qu'il n'y a pas présence de décollement de la couche limite. A fort nombre de Reynolds et pour des petits angles d'attaque, le décollement de la couche limite ne se produit pas ce qui est le cas des sections de pale d'hélice marines, qui sont bien sûr conçues pour cela. Ceci, devrait être également le cas des hélices de génération de puissance (hydroliennes).

### 2.2.3 Solution intégrale

L'équation de Laplace (Equation 2.3) doit être déterminée pour le domaine fluide défini à la Figure 2.6. On suppose que les fonctions scalaires  $\Phi_1$  et  $\Phi_2$  sont des solutions de l'équation de Laplace. En utilisant le théorème de la divergence pour réduire le domaine de calcul volumique en un domaine surfacique, on écrit :

$$\int_S (\Phi_1 \vec{\nabla} \Phi_2 - \Phi_2 \vec{\nabla} \Phi_1) \cdot \vec{n} dS = \int_V (\Phi_1 \nabla^2 \Phi_2 - \Phi_2 \nabla^2 \Phi_1) dV \quad (2.7)$$

De plus, on définit  $\Phi_1 = G$  et  $\Phi_2 = \Phi$  où  $G$  désigne la fonction de Green et  $\Phi$  la fonction potentielle de vitesse. L'équation 2.7 se réduit à :

$$\int_S (G \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} G) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (2.8)$$

Maintenant, on considère le point  $X$  situé dans le domaine volumique  $V$ . Ce point  $X$  est entouré par une petite sphère de rayon  $\epsilon$ . On obtient alors :

$$\int_{S+\epsilon} (G \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} G) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (2.9)$$

La fonction de Green  $G$  est choisie de telle manière que la condition d'atténuation à l'infini (Equation 2.5) soit satisfaite. Dans le cas tridimensionnel, elle est choisie comme suit :

$$G = \frac{1}{r} \quad (2.10)$$

L'Equation 2.9 devient :

$$\int_{S+S_\epsilon} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (2.11)$$

Afin de déterminer la valeur de la fonction  $\Phi$  au point  $X$ , on utilise la coordonnée sphérique. Le vecteur  $\vec{n}$  équivaut à  $-\vec{e}_r$ , ce qui implique  $\vec{n} \cdot \vec{\nabla} \Phi = -\partial \Phi / \partial r$  et  $\vec{\nabla} 1/r = -(1/r^2) \vec{e}_r$  avec  $-\vec{e}_r = \frac{-\vec{r}}{r}$ . On obtient :

$$-\int_{S_\epsilon} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\Phi}{r^2} \right) dS + \int_S \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (2.12)$$

On suppose que la fonction  $\Phi$  ne varie pas significativement dans la petite sphère ( $\epsilon \rightarrow 0$ ),  $\partial \Phi / \partial r \approx 0$ . De plus,  $\int_{S_\epsilon} dS = 4\pi \epsilon^2$ . Le terme intégral sur la surface sphérique  $\epsilon$  est donc :

$$-\int_{S_\epsilon} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\Phi}{r^2} \right) dS = -\int_{S_\epsilon} \left( \frac{\Phi}{r^2} \right) dS = -4\pi \Phi(X) \quad (2.13)$$

L'équation 2.9 devient alors :

$$\Phi(X) = \frac{1}{4\pi} \int_S \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \quad (2.14)$$

On considère maintenant l'écoulement interne (à l'intérieur de la surface  $S_B$ ). En introduisant le potentiel  $\Phi_i$  intérieure à  $S_B$  et en combinant les équations 2.8 et 2.10 à  $\Phi_i$ , on obtient :

$$0 = \frac{1}{4\pi} \int_{S_B} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi_i - \Phi_i \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \quad (2.15)$$

En prenant l'influence du potentiel interne, l'équation 2.15 devient :

$$\begin{aligned} \Phi(X) &= \frac{1}{4\pi} \int_{S_B} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} (\Phi - \Phi_i) - (\Phi - \Phi_i) \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \\ &\quad + \frac{1}{4\pi} \int_{S_W+S_\infty} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \end{aligned} \quad (2.16)$$

L'intégrale sur la surface à l'infini peut être définie comme :

$$\Phi_\infty(X) = \frac{1}{4\pi} \int_{S_\infty} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla} \Phi - \Phi \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \quad (2.17)$$

Pour un écoulement uniforme :

$$\vec{\nabla}\Phi_{\infty} = U_{\infty}\vec{x} + V_{\infty}\vec{y} + W_{\infty}\vec{z} \quad (2.18)$$

Dans le cas d'une hydrolienne (hélice), il faut ajouter la vitesse due à la rotation de l'hydrolienne.

$$\vec{\nabla}\Phi_{\infty} = U_{\infty}\vec{x} + V_{\infty}\vec{y} + W_{\infty}\vec{z} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (2.19)$$

De plus, la surface de sillage  $S_w$  est supposée fine, de sorte que le potentiel soit constant à travers cette surface,  $\partial\Phi/\partial n = 0$ . L'équation 2.16 devient :

$$\begin{aligned} \Phi(X) = \frac{1}{4\pi} \int_{S_B} \left( \frac{1}{r} \vec{\nabla}(\Phi - \Phi_i) - (\Phi - \Phi_i) \vec{\nabla} \frac{1}{r} \right) \cdot \vec{n} dS \\ - \frac{1}{4\pi} \int_{S_w} \left( \Phi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} dS + \Phi_{\infty} \right) \end{aligned} \quad (2.20)$$

On définit :

$$-\sigma = \frac{\partial\Phi}{\partial n} - \frac{\partial\Phi_i}{\partial n} \quad (2.21)$$

Et

$$-\mu = \Phi - \Phi_i \quad (2.22)$$

L'équation 2.20 peut donc s'écrire :

$$\Phi(X) = \frac{1}{4\pi} \int_{S_B} \left( \sigma \frac{1}{r} - \mu \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} \right) dS + \frac{1}{4\pi} \int_{S_w} \left( \mu \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{r} dS + \Phi_{\infty}(X) \right) \quad (2.23)$$

Enfin, on peut déterminer le potentiel  $\Phi$  au point  $X$  dans le domaine  $V$  à partir de la valeur des sources  $\sigma$  et doublets  $\mu$  distribués sur les surfaces  $S_B$  et  $S_w$ . Par conséquent, le problème est réduit à la détermination de ces quantités.

Dans le cas bidimensionnel, l'intégrale surfacique est remplacée par l'intégrale curviligne et la fonction de Green  $G$  est choisie comme suit :

$$G = \ln r \quad (2.24)$$

De la même manière, le potentiel bidimensionnel peut se déterminer par l'équation suivante :

$$\Phi(X) = \frac{1}{2\pi} \int_{S_B} \left( \sigma \ln r - \mu \frac{\partial}{\partial n} (\ln r) \right) dS - \frac{1}{2\pi} \int_{S_W} \left( \mu \frac{\partial}{\partial n} (\ln r) dS + \Phi_{\infty}(X) \right) \quad (2.25)$$

## 2.3 METHODE DES SINGULARITES

La méthode est basée sur l'utilisation de solutions élémentaires de l'équation de Laplace. Ces solutions peuvent être utilisées comme des éléments pour simuler un écoulement similaire à un écoulement réel. Ces éléments sont appelés des singularités car le cœur de ces éléments est une fonction qui présente un joint singulier (mathématiquement non-défini, par exemple une division par zéro). Afin de simuler un écoulement, il faut distribuer des singularités au bon endroit et avec la bonne intensité. Les singularités ponctuelles tridimensionnelles et bidimensionnelles sont présentées ici. Ces singularités ponctuelles peuvent ensuite être distribuées de façon linéique ou surfacique de manière à représenter les surfaces des obstacles solides ou les nappes tourbillonnaires.

### 2.3.1 Source tridimensionnelle

La source  $\sigma$  est la singularité dont le champ de vitesse n'a que la composante radiale (Figure 2.9). C'est une des deux solutions élémentaires présentées dans l'équation 2.23.

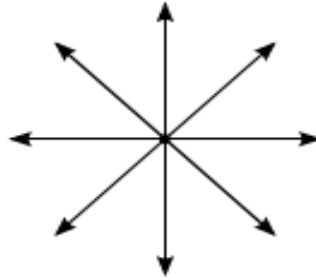


Figure 2.9: Champ de vitesse dû à une source

Le potentiel d'une source a alors la forme suivante :

$$\Phi = -\frac{\sigma}{4\pi r} \quad (2.26)$$

Où  $\sigma$  est l'intensité de la source. Le champ de vitesse qui est le gradient du potentiel est :

$$\vec{v} = -\frac{\sigma}{4\pi r^3} \vec{r} \quad (2.27)$$

### 2.3.2 Source bidimensionnelle

Pour l'écoulement bidimensionnel, le potentiel d'une source  $\sigma$  a la forme :



$$\Phi = \frac{\sigma}{2\pi} \ln r \quad (2.28)$$

Et le champ de vitesse résultant est :

$$\vec{v} = \frac{\sigma}{2\pi r^2} \vec{r} \quad (2.29)$$

### 2.3.3 Doublet tridimensionnel

L'autre solution élémentaire présentée dans l'Equation 2.23 est le doublet  $\mu$ . Mathématiquement, elle équivaut à deux sources dont les intensités sont opposées (positive et négative) et la distance entre les deux sources tend vers zéro ( $\lim l \rightarrow 0$ ). Le champ de potentiel et le champ de vitesse dus à un doublet dépendent du vecteur porteur  $\vec{n}$  du doublet (Figure 2.10).

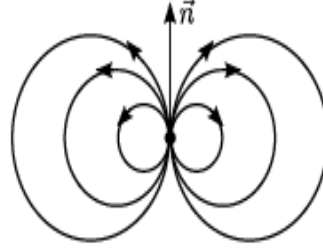


Figure 2.10: Champ de vitesse dû à un doublet

Le champ de potentiel dû au doublet a la forme :

$$\Phi = \frac{\mu}{4\pi} \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) \quad (2.30)$$

Dans un repère cartésien, si le doublet est placé à l'origine du repère et si le vecteur  $\vec{n}$  s'aligne sur le vecteur  $\vec{x}$ , les trois composantes du champ de vitesse dû au doublet sont :

$$u = \frac{\mu}{4\pi} \frac{y^2 + z^2 - 2x^2}{[x^2 + y^2 + z^2]^{5/2}} \quad (2.31)$$

$$v = \frac{3\mu}{4\pi} \frac{xy}{[x^2 + y^2 + z^2]^{5/2}} \quad (2.32)$$

$$w = \frac{3\mu}{4\pi} \frac{xz}{[x^2 + y^2 + z^2]^{5/2}} \quad (2.33)$$

### 2.3.4 Doublet bidimensionnel

Similaires aux sources, les doublets  $\mu$  ont également une forme bidimensionnelle. Le champ de potentiel bidimensionnel du doublet est :

$$\Phi = \frac{\mu}{2\pi} \frac{\partial}{\partial n} (\ln r) \quad (2.34)$$

Les deux composantes du champ de vitesse dû à un doublet placé à l'origine dans un repère cartésien avec le vecteur  $\vec{n}$  aligné sur le vecteur  $\vec{x}$  sont :

$$u = \frac{\mu}{2\pi} \frac{x^2 - y^2}{[x^2 + y^2]^2} \quad (2.35)$$

$$v = \frac{\mu}{2\pi} \frac{2xy}{[x^2 + y^2]^2} \quad (2.36)$$

### 2.3.5 Tourbillon

Le tourbillon  $\Gamma$  est une autre solution élémentaire de l'équation de Laplace ; celle-ci n'est pas utilisée dans l'équation 2.23 mais est couramment utilisée dans des simulations potentielles. C'est cette singularité qui est utilisée pour faire tourner l'écoulement et donc générer la circulation autour du cylindre tournant.

Contrairement aux sources, le champ de vitesse dû à un tourbillon n'a pas de composante radiale mais uniquement une composante tangentielle, voir la Figure 2.11.

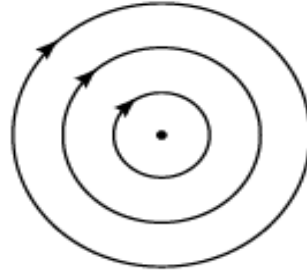


Figure 2.11: Champ de vitesse dû à un tourbillon

Le champ de potentiel dû au tourbillon est :

$$\Phi = -\frac{\Gamma}{2\pi} \theta \quad (2.37)$$

Le champ de vitesse est donc :

$$\vec{v} = \frac{\Gamma}{2\pi} \vec{e}_\theta \quad (2.38)$$

## 2.4 CODE POTENTIEL BIDIMENSIONNEL

Le code bidimensionnel permet la simulation des écoulements bidimensionnels et stationnaires autour d'un hydrofoil en milieu infini ou en milieu confiné entre deux plans parallèles. La méthode retenue pour modéliser l'écoulement est un couplage fluide parfait –

couche limite intégrale classique. Le code potentiel bidimensionnel a été vérifié par rapport à XFOIL (Drela (1989) [8]) en milieu infini par Leroux et Astolfi (2003) [32].

Le calcul fluide parfait est réalisé par la méthode des singularités. L'écoulement est modélisé par une répartition de sources et de tourbillons sur l'hydrofoil. L'écriture des conditions limites du problème fournit les équations permettant de calculer les singularités. La condition de glissement sur chaque facette fournit  $N$  équations. La condition de Kutta au bord de fuite fournit l'équation supplémentaire, nécessaire au calcul de l'intensité de la répartition constante des tourbillons. Le problème est écrit et résolu directement en vitesse de perturbation, par dérivation du potentiel de perturbation complexe.

## 2.5 CODE POTENTIEL TRIDIMENSIONNEL

Le code tridimensionnel utilisé appartient à la catégorie des codes potentiels de deuxième génération dans le vocabulaire de Hoeijmakers (1992) [33]. Il n'est pas utile de rentrer dans les détails de la théorie utilisée dans ce code qui a déjà été apportée auparavant dans les travaux de Laurens (2002) [34]. Brièvement, le code utilise une condition de Dirichlet,  $\Phi = 0$  pour l'intérieur du corps. Les deux problèmes, intérieur et extérieur (celui qui nous intéresse), sont raccordés à la frontière, c'est-à-dire à la surface du corps. Les surfaces mouillées sont discrétisées en facettes du premier ordre porteuses de distributions constantes de sources et de doublets. Le sillage en aval du corps portant, foil ou pale, est représenté par une nappe de facettes de premier ordre, porteuses de distributions constantes de doublets.

Cette nappe est générée de manière lagrangienne, ce qui permet une simulation instationnaire. Grâce à la condition de Dirichlet, les sources sont déterminées directement par la condition de glissement (si l'on connaît la géométrie, on connaît la distribution des intensités des sources,  $\sigma = -\vec{U}_\infty \cdot \vec{n}$  à la surface de l'objet). De cette manière, les inconnues du problème sont les intensités de doublets. On recalcule à chaque pas de temps la position des sommets des facettes de la nappe de sillage mais l'intensité de doublets calculée quand la facette était au bord de fuite reste inchangée.

Les corps non-portants tels que le moyeu sont discrétisés avec des facettes de premier ordre porteuses de distributions de sources constantes. Même si le moyeu peut être facilement représenté de cette manière, il n'a, en général, qu'une très faible influence sur les coefficients hydrodynamiques globaux que sont les coefficients de poussée et de couple et il n'est pas représenté lors des travaux de développement comme celui-ci. Enfin, le frottement est pris en compte en utilisant la solution de Blasius en laminaire et la formule ITTC1957 (ITTC (2002) [35]) en turbulent avec une transition abrupte imposée à un Reynolds spécifié, généralement 500 000.

En régime turbulent, le coefficient de frottement est :  $C_f(s) = 0.027 / \sqrt[7]{Re(s)}$

Et,

En régime laminaire :  $C_f(s) = 0.664 / \sqrt{R_e(s)}$

Avec  $R_e(s) = V(s)(s - s_0)/\nu$  où  $s$  est l'abscisse curviligne et  $s_0$  la position du bord d'attaque.

Ainsi, le frottement ne dépend que du nombre de Reynolds, c'est-à-dire de la vitesse locale à chaque pas de temps. Si le mouvement est accéléré, la couche limite va passer d'un état à l'autre, sans temps de transition. Cette procédure est usuelle pour les calculs instationnaires d'hélices. La considération d'un temps de transition impliquerait la résolution d'un modèle de turbulence instationnaire dans le cadre d'un solveur Navier-Stokes, ce qui constituerait une étude en dehors des objectifs de ces travaux. Plus de détails sur le code tridimensionnel potentiel, sa vérification et sa validation sont présentées dans le rapport de Laurens (1993) [36].

L'utilisation de ce code est possible car le nombre de Reynolds considéré est grand. En revanche, il ne faut pas présenter des angles d'attaque assez grands entre l'écoulement et les sections de profil des pales, ce qui conduirait à un décollement qui ne serait pas pris en compte. Finalement, la condition de Kutta pour être appliquée nécessite un bord de fuite saillant (Figure 2.12).

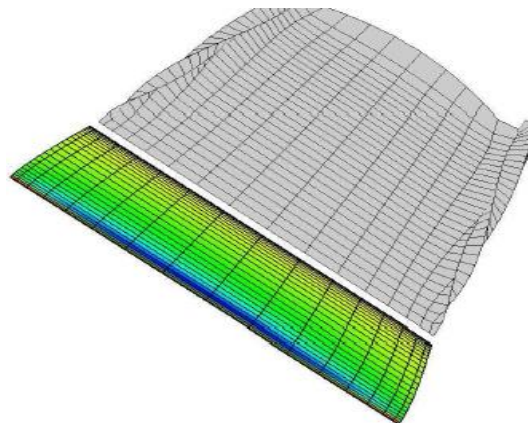


Figure 2.12: Exemple de maillage surfacique d'une aile et la nappe de sillage générée par le code potentiel tridimensionnel

## 2.6 HYDROLIENNE VERSUS HELICE MARINE

Les codes hydrodynamiques potentiels ont été principalement développés pour l'estimation des performances hydrodynamiques des hélices de propulsion, c'est-à-dire dans le cas où le but est de produire une force de poussée en injectant un couple moteur à l'hélice. Par ailleurs, il existe un lien étroit entre un fonctionnement en mode propulsion (hélice marine) et un fonctionnement en mode génération de puissance (hydrolienne), vu la ressemblance entre les deux géométries (Figure 2.13) et la similarité du milieu marin dans lequel les deux configurations opèrent.



Figure 2.13: Hydrolienne *versus* hélice marine de propulsion (Vaz (2009) [37])

Le profil des pales est un élément important qui différencie les deux configurations d'hélice, et qui leur donne une fonction bien précise : pour les bateaux, on parle d'hélice propulsive car celle-ci transfère de l'énergie vers le fluide. Dans le cas d'une hydrolienne, c'est une hélice réceptrice qui à l'inverse récupère de l'énergie grâce au fluide.

Dans le cas d'une hydrolienne, le principe est de faire tourner les pales en exploitant uniquement l'énergie hydrocinétique contenue dans le courant marin afin de générer un couple dont on tire de l'énergie. En récupérant cette énergie, on freine la vitesse de rotation sous l'effet du système électrique (la génératrice). L'écoulement est donc décéléré en aval, ce qui implique un évasement (élargissement) du tube de courant, contrairement à une hélice marine qui accélère l'écoulement aval, conduisant ainsi à un resserrement du tube de courant. Ainsi, une hydrolienne pourrait être assimilée à une hélice marine dont le fonctionnement serait totalement inversé.

En effet, une hydrolienne est une hélice marine, à la différence que l'hydrolienne est disposée différemment pour fournir un couple en générant ainsi un effort axial dans le sens de l'écoulement et non pas une force de poussée qui lui est opposée. Ce qui était la traînée pour une hélice marine se traduit par à un moment empêchant l'actionnement du rotor de l'hydrolienne. Ainsi, il faudra une vitesse de courant suffisante pour actionner l'auto-démarrage de l'hydrolienne.

Une hélice possède un point de fonctionnement nominal bien particulier, correspondant au point de propulsion nulle. Au-delà de ce point, les valeurs de la poussée générée deviennent négatives et le mode turbine commence à être perçu. Ceci correspond en toute évidence à un rendement nul pour une hélice marine. Ainsi, une hydrolienne fonctionne dans le deuxième quadrant d'une hélice marine, c'est-à-dire lorsque les coefficients hydrodynamiques deviennent négatifs en raisonnant par rapport au mode propulsion.

Les lois géométriques décrivant la forme des pales d'une hélice marine sont exactement similaires à celles décrivant les pales d'hydrolienne. Toutefois, l'estimation des performances hydrodynamiques d'une hydrolienne en utilisant un code basé sur la théorie des hélices de propulsion nécessite une manipulation géométrique. Cette dernière consiste à cambrer le profil de pale dans le sens inverse, impliquant ainsi une cambrure négative. Ceci permettra

d'interpréter l'extrapolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion vers le mode génération de puissance (turbine).

Une hélice de propulsion est représentée par trois principaux coefficients hydrodynamiques, le coefficient de poussée caractérisant la propulsion ( $K_t$ ), le coefficient de couple ( $K_Q$ ) qui caractérise le couple injecté à l'arbre pour faire tourner l'hélice à la vitesse de rotation souhaitée et le rendement hydrodynamique ( $\eta$ ) exprimé en fonction de ces deux coefficients à chaque point de fonctionnement nominal ( $J$ ). Le passage d'un fonctionnement en mode propulsion vers le mode turbine s'accompagne d'une extrapolation de ces coefficients hydrodynamiques. Ainsi, on définit les principaux coefficients hydrodynamiques décrivant le fonctionnement d'une hydrolienne, le coefficient d'effort axial ( $C_{th}$ ), le coefficient de couple ( $C_Q$ ), le coefficient de puissance ( $C_p$ ) et le point de fonctionnement nominal ( $TSR$ ).

Le Tableau 2.2 illustre l'extrapolation réalisée lors du passage d'un fonctionnement en mode hélice vers le mode hydrolienne. On constate que le fonctionnement d'une hydrolienne est indissociable de celui d'une hélice marine et plusieurs points communs peuvent être tirés.

Une première constatation est le rapport du coefficient d'effort axial ( $C_{th}$ ) sur le coefficient de puissance de l'hydrolienne ( $C_p$ ), ce dernier n'étant que le rendement d'une hélice ( $\eta$ ). Ainsi :

$$\frac{C_{th}}{C_p} = \eta \quad (2.39)$$

Le bilan de quantité de mouvement appliqué à une hydrolienne à axe horizontal (voir chapitre 1 section 1.3) est également applicable à une hélice marine et permet d'exprimer le rendement maximal d'une hélice marine (la démonstration est présentée en Annexe A.1) :

$$\eta \leq \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{th}}} \quad (2.40)$$

En remplaçant l'équation 2.40 dans 2.39, on obtient :

$$\frac{C_{th}}{C_p} \leq \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{th}}} \quad (2.41)$$

Ainsi, le mode propulsion est lié au mode hydrolienne par la formule suivante :

$$C_p = \frac{1}{2} C_{th} (1 + \sqrt{1 - C_{th}}) \quad (2.42)$$

La Figure 2.14 présente l'évolution du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du coefficient de poussée ( $C_{th}$ ) exprimée dans l'équation 2.42. On retrouve le coefficient de puissance maximal lorsque  $C_{th} = 8/9$ . Ceci nous permet d'exprimer la limite de Betz en se basant uniquement sur le cas d'une hélice idéale de propulsion et l'interpolation des

coefficients hydrodynamiques de la zone propulsion vers la zone turbine. Ceci confirme l'interpolation présentée dans le Tableau 2.2. Ainsi, notre analyse prouve que le monde des hélices marines est le plus proche pour l'analyse du comportement hydrodynamique des hydroliennes.

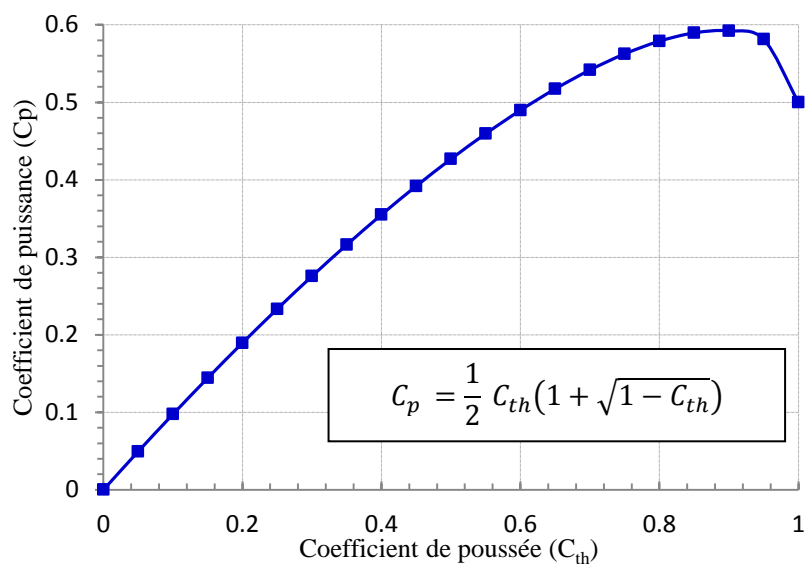


Figure 2.14: Evolution du coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du coefficient de poussée ( $C_{th}$ )

	Mode propulsion (hélice)	Extrapolation en mode turbine (hydrolienne)
Point de fonctionnement nominal	$J = \frac{V}{nD}$	$TSR = \frac{\omega R}{V} = \frac{2\pi n R}{V} = \frac{\pi n D}{V} = \frac{\pi}{J}$
Coefficient de poussée	$K_t = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$	$C_{th} = \frac{T}{1/2(\rho A V^2)} = \frac{K_t \rho n^2 D^4}{1/2(\rho \pi R^2 V^2)} = \frac{8K_t}{\pi J^2} = \left(\frac{2}{\pi}\right)^3 K_t (TSR)^2$
Coefficient de couple	$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$	$C_Q = \frac{Q}{1/2(\rho A V^2 D)} = \frac{K_Q \rho n^2 D^5}{1/2(\rho \pi R^2 V^2 D)} = \frac{8K_Q}{\pi J^2} = \left(\frac{2}{\pi}\right)^3 K_Q (TSR)^2$
Rendement hydrodynamique	$\eta = \frac{TV}{2\pi n Q} = \frac{J}{2\pi} \frac{K_t}{K_Q}$	$C_p = \frac{Q\omega}{1/2(\rho A V^3)} = \frac{K_Q \rho n^2 D^5 2\pi n}{1/2(\rho \pi R^2 V^3)} = \frac{16K_Q n^3 D^3}{V^3} = \frac{16K_Q}{J^3}$ $= \left(\frac{16}{\pi^3}\right) K_Q (TSR)^3$
Rendement maximal	$\eta \leq \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{th}}}$	$C_p \leq \frac{16}{27}$
Rapport coefficient de poussée /rendement hydrodynamique	$\frac{K_t}{\eta} = \frac{2\pi}{J} K_Q$	$\frac{C_{th}}{C_p} = \frac{J}{2\pi} \frac{K_t}{K_Q} \rightarrow \frac{C_{th}}{C_p} \leq \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{th}}}$

Tableau 2.2: Extrapolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion vers le mode turbine



## 2.7 CALCUL ITERATIF ROTOR SOUS TUYERE

Dans le but d'étudier l'effet de l'ajout d'un carénage à un rotor d'hydrolienne, une procédure itérative a été développée pour déterminer les coefficients hydrodynamiques pour une configuration carénée. La procédure consiste à séparer l'écoulement autour du rotor et autour du carénage en deux calculs différents. Une procédure similaire a déjà été développée par Laurens (2012) [38] pour simuler l'écoulement autour d'une hélice marine en présence d'un gouvernail avant d'être appliquée au cas d'un propulseur caréné que l'on utilise surtout pour les chalutiers (Laurens et al. (2012) [24]). Précisons que la section de profil du carénage doit impérativement présenter un bord d'attaque arrondi et un bord de fuite saillant pour que la condition de Kutta (Equation 2.6) soit satisfaite. Une fois que l'écoulement autour du carénage est défini, on calcule les vitesses induites par la présence du carénage aux points de contrôle des pales (centre des facettes). L'écoulement autour du rotor est cependant calculé avec prise en compte des vitesses induites dues à la présence du carénage. La procédure est répétée jusqu'à convergence des coefficients hydrodynamiques, nécessitant ainsi un nombre assez important d'itérations ( $CPU \approx 45mn - 55mn$ ).

L'organigramme de la Figure 2.15 présente la procédure de calcul des coefficients hydrodynamiques d'un rotor muni d'un système de carénage.

Une configuration typique d'un rotor sous carénage est présentée dans la Figure 2.16. Dans cet exemple, on montre également le sillage généré par le code potentiel tridimensionnel.

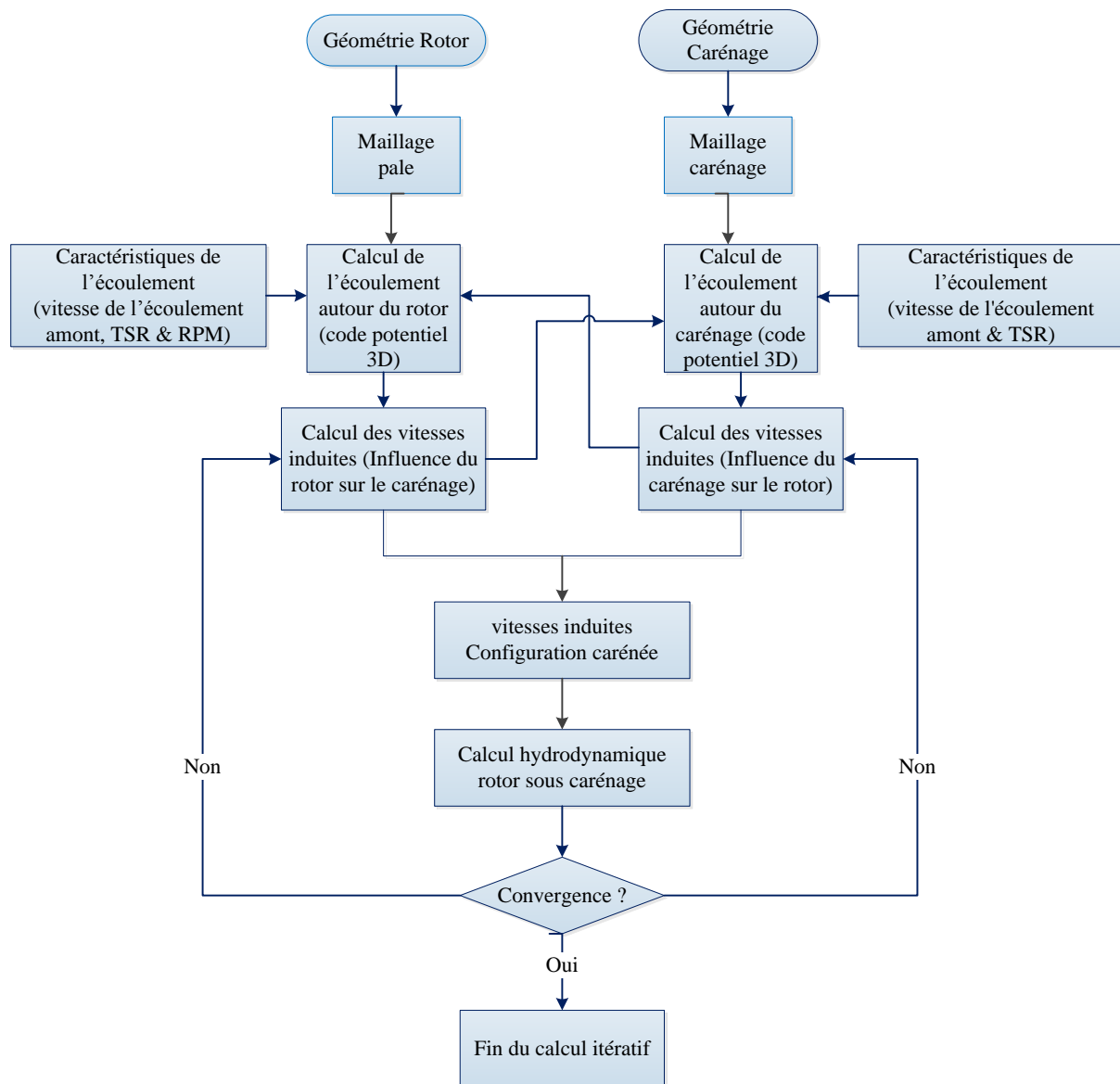


Figure 2.15: Procédure itérative de détermination des coefficients hydrodynamiques d'un rotor sous carénage

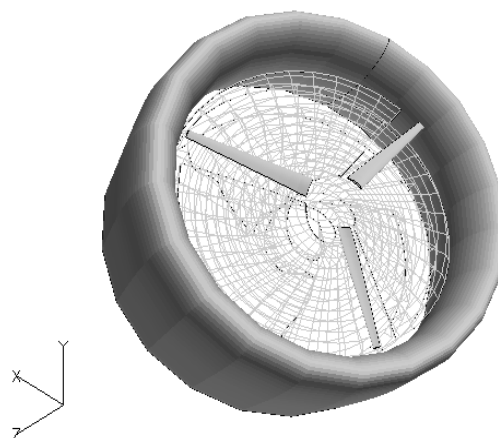


Figure 2.16: Exemple d'un rotor sous carénage avec le sillage généré par le code potentiel tridimensionnel

## 2.8 CONCLUSION

Dans ce chapitre, les principaux modèles d'écoulements autour d'un rotor ont été brièvement présentés. La méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement permet un dimensionnement rapide du rotor mais néanmoins sous-estime fortement les effets tridimensionnels, surtout pour des pales de faible allongement. En revanche, le modèle de Navier-Stokes (NS) est plus proche de la physique mais sa mise en œuvre et les temps de calcul en interdisent encore son utilisation à des fins de conception. Le modèle potentiel reste cependant le meilleur compromis entre respect des phénomènes physiques et temps de mise en œuvre. Ce modèle répond aux limites de la méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement.

Le code potentiel tridimensionnel qui sera utilisé dans la suite de l'étude a été développé initialement pour la simulation des écoulements autour des hélices marines. Pour les hydroliennes, la technique reste la même mais la démarche et la manière de penser sont inversées. Un parallèle entre les coefficients hydrodynamiques des hélices marines et des hydroliennes a permis de réidentifier les valeurs caractéristiques de chaque configuration. Ainsi, la théorie du disque actionneur qui permet de découvrir la limite de Betz a son équivalent pour les hélices marines. Les modèles étant les mêmes, on retrouve bien la limite de Betz à partir du modèle du disque actionneur couramment utilisé pour les hélices marines. Le monde des hélices marines est cependant le plus proche pour l'analyse du comportement hydrodynamique des hydroliennes.

Dans le but d'estimer le gain de puissance obtenu par l'ajout d'un système de carénage à un rotor d'hydrolienne, une procédure itérative a été développée pour simuler l'écoulement en présence d'un carénage. Le code potentiel est cependant adapté au calcul des hydroliennes munies d'un système de carénage. La procédure de couplage entre deux simulations numériques est détaillée. Afin de respecter la condition de Kutta, le système de carénage doit impérativement présenter un profil hydrodynamique ayant un bord de fuite saillant et des incidences non décollées.

Dans la suite de l'étude, on utilisera la méthode de l'élément de pale couplée au bilan de quantité de mouvement pour caler la loi de pas. Le code potentiel sera ensuite utilisé pour ajuster les autres paramètres et optimiser le rotor. Ce même code sera également utilisé pour la conception d'une hydrolienne sous tuyère.

## Bibliographie

- [1] R. E. Wilson, P. B. S. Lissaman and S. N. Walker, Aerodynamic Performance of Wind Turbines. Energy Research and Development Administration, 1976.
- [2] I. Masters, J. C. Chapman and J. Orme, A Three-Dimensional Tidal Stream Turbine Hydrodynamic : Performance Model. Proceedings World Renewable Energy Congress, Glasgow UK, 2008.
- [3] C. Tavares Silva and M. Vicente Donadon, Unsteady Blade Element Momentum Method Including Returning Wake Effects. Aerospace Technology, vol. 5, pp. 27-42, 2013.
- [4] W. J. M. Rankine, On The Mechanical Principles of The Action of Propellers. Institution of naval architects, 1865.
- [5] R. E. Froude, On the Part Played in Propulsion By Differences of Fluid Pressure. vol. 30, Institute of naval architects, 1889, pp. 390-405.
- [6] H. Glauert and W. F. Durand, Aerodynamic theory : Airplane propellers, vol. volume 4, J. Springer, Ed., Berlin, 1935.
- [7] I. H. Abbott and A. E. Von Doenhoff, Theory of Wing Sections. New York: Dover Publications, 1959.
- [8] M. Drela, XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Numbers Airfoils. Department of Aeronautics and Astronautics MIT , 1989.
- [9] M. Aucher, Hélices Marines. Technique de l'Ingénieur, pp. 1-7, 1996.
- [10] E. Kulunk, Aerodynamics of Wind Turbines. Fundamental and Advanced Topics in Wind Power, New Mexico Institute of Mining and Technology, 2011.
- [11] R. Lanzafame and M. Messina, Horizontal Axis Wind Turbine Working at Maximum Power Coefficient Continuously. Renewable Energy, vol. 35, p. 301–306, 2010.
- [12] J. L. Tangler, The Nebulous Art of Using Wind-Tunnel Airfoil Data for Predicting Rotor Performance. ASME Wind Energy Conference, Nevada, 2002.
- [13] J. Tangler and G. Bir, Technical Report: Evaluation of RCAS Inflow Models for Wind Turbine Analysis. National Renewable Energy Laboratory, 2004.
- [14] I. Masters, J. C. Chapman, J. A. C. Orme and M. R. Willis, A Robust Blade Element Momentum Theory Model for Tidal Stream Turbines Including Tip and Hub Loss Corrections. Journal of Marine Engineering and Technology, vol. 10, pp. 25-35, 2011.
- [15] I. Masters, J. C. Chapman, M. R. Willis and J. A. C. Orme, Modelling High Axial Induction Flows in Tidal Stream Turbines. 3rd International Conference on Ocean Energy, Bilbao, 2010.
- [16] H. C. Buckland, I. Masters, J. A. C. Orme and J. C. Chapman, Blade Element Momentum Theory in Modelling Tidal Stream Turbines. 18th UK Conference on Computational Mechanics (ACME-UK), Southampton, 2010.

- [17] H. C. Buckland, I. Masters and J. A. C. Orme, Blade Element Momentum Theory for Tidal Turbine Simulation with Wave Effects: A Validation Study. Oxford Tidal Energy Workshop , 2012.
- [18] A. Bahaj, W. M. J. Batten and G. McCann, Experimental Verification of Numerical Predictions for Hydrodynamic Performance of Horizontal Axis Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, vol. 32, pp. 2479-2490, 2007.
- [19] A. S. Bahaj and L. E. Myers, Shaping Array Design of Marine Current Energy Converters Through Scaled Experimental Analysis. *Energy*, vol. 59, p. 83–94, 2013.
- [20] W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Molland and J. R. Chaplin, Hydrodynamics of Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, vol. 32, p. 249–256, 2006.
- [21] W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Chapelin and J. R. Molland, Experimentally Validated Numerical Method for the Hydrodynamic Design of Horizontal Axis Tidal Turbines. *Ocean Engineering*, vol. 34, pp. 1010-1020, 2007.
- [22] W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Chaplin and J. R. Molland, The Prediction of The Hydrodynamic Performance of Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, vol. 33, pp. 1085-1096, 2008.
- [23] J. N. Goundar, M. R. Ahmed and Y. H. Lee, Numerical and Experimental Studies on Hydrofoils for Marine Current Turbines. *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 173-179, 2012.
- [24] J. M. Laurens, S. Moyne et F. Deniset, A BEM Method for the Hydrodynamic Analysis of Fishing Boats Propulsive Systems. *Seconde International Symposium on Fishing Vessel Energy Efficiency*, Vigo Spain, 2012.
- [25] P. Liu, A Computational Hydrodynamics Method for Horizontal Axis Turbine- Panel Method Modeling Migration From Propulsion to Turbine Energy. *Energy*, vol. 35, pp. 2843-2851, 2010.
- [26] J. Baltaza and J. A. C. Falcão de Campos, Hydrodynamic Analysis of a Horizontal Axis Marine Current Turbine with a Boundary Element Method. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, vol. 133, pp. 041304:1-10, 2011.
- [27] R. McSherry, J. Grimwade, I. Jones, S. Mathias, A. Wells and A. Mateus, 3D CFD Modelling of Tidal Turbine Performance with Validation Against Laboratory Experiments. *European Wave and Tidal Energy Conference*, Southampton, 2011.
- [28] I. Afgan, J. Mcnaughton, S. Apsley, D. D. Rolfo, T. Stallard and P. Standby, Turbulent Flow and Loading on a Tidal Stream Turbine by LES and RANS. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 43, pp. 96-108, 2013.
- [29] J. Chul hee, Y. Jin young, L. Kang hee and R. Yu ho, Performance of Horizontal Axis Tidal Current Turbine by Blade Configuration. *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 195-206, 2012.
- [30] L. Ju Hyun, P. Sunho, K. Dong Hwan, R. Shin Hyung and K. Moon Chan, Computational Methods for Performance Analysis of Horizontal Axis Tidal Stream Turbines. *Applied Energy*, vol. 98, pp. 512-523, 2012.
- [31] J. Katz and A. Plotkin, *Low Speed Aerodynamics*. Cambridge University Press Second Edition,

2001.

- [32] J. B. Leroux et J. A. Astolfi, Etude Expérimentale des Instationnarités et des Instabilités des Poches de Cavitation. 9ème Journées de l'Hydrodynamique, Poitiers France, 2003.
- [33] H. Hoeijmakers, Panel Methods for Aerodynamic Analysis and Design, vol. 783, AGARD, 1992, pp. 5.1-5.47.
- [34] J. M. Laurens, Comportement Hydrodynamique d'un Gouvernail Travaillant Dans le Sillage d'une Hélice. Thèse de Doctorat, Université de Bretagne Occidentale, 2002.
- [35] ITTC Recommended Procedure 7.5-02-03-01.1, Testing and Extrapolation Methods Propulsion: Performance Propulsion Test. 2002.
- [36] J. M. Laurens, Couplage Code de Calcul Fluide Parfait: Code de Calcul Couche Limite 3D. Rapport d'Activité Etude 2524 pièce3, DCN - Bassin d'Essais des Carènes, Centre de Val De Reuil, 1993.
- [37] G. Vaz, Current Tidal Turbines Versus Propellers : Can MARIN Play a Role. chez R&D Day: Challenging Wind and Waves, 2009.
- [38] J. M. Laurens, Hydrodynamique de l'Interaction Hélice Gouvernail: Simulation Numérique. Omniscryptum, 2011.



## **CHAPITRE 3 :**

---

### **CONCEPTION D'UN ROTOR D'HYDROLIENNE DOTE D'UN SYSTEME DE CARENAGE**

#### **Table des matières**

---

RESUME EN FRANCAIS	71
1. INTRODUCTION	71
2. PRINCIPAUX TRAVAUX ET RESULTATS	72
2.1 Validation	72
2.2 Procédure de conception	73
3. CONCLUSION DE L'ARTICLE	75
4. CONCLUSION ET PERSPECTIVE	75
Bibliographie	77
ARTICLE	78

---



## RESUME EN FRANCAIS

**Titre en français:** Conception d'un rotor d'hydrolienne doté d'un système de carénage

Ce chapitre a fait l'objet d'un article accepté et publié dans le volume 89 de la revue *Renewable Energy*. Nous donnons ici un résumé du contenu de cet article. La version acceptée de l'article est présentée à la fin de ce résumé.

### 1. INTRODUCTION

Le but de la présente étude consiste à appliquer le savoir-faire et les outils développés pour la conception des hélices marines de propulsion dans la conception des hydroliennes. Ainsi, on s'attache à comparer les résultats numériques de notre modèle avec des mesures expérimentales issues de la littérature. Le modèle que nous avons utilisé a été validé pour les hélices marines de propulsion (Coache et Laurens (2014) [1]). Pour consolider notre discours, nous avons tenu tout d'abord à valider le code dans le contexte d'une hydrolienne.

Lors de la conception hydrodynamique d'un rotor d'hydrolienne, la première étape consiste à choisir le site dans lequel l'hydrolienne va être installée. Lorsque le site présente des vitesses de courant inférieures à 1m/s, celui-ci est classé sans intérêt et donc inexploitable. En revanche, le site est considéré intéressant lorsque la vitesse de courant est supérieure à 1.5m/s (European Union Joule II Project (1996) [2]). De plus, la profondeur du site doit être suffisante pour que l'hydrolienne reste entièrement immergée lors des marées basses. En France, l'un des sites les plus prometteurs pour l'exploitation de l'énergie hydrocinétique des courants marins est situé à la péninsule de Cherbourg et connu sous le nom du Raz Blanchard. La profondeur de ce site permet d'installer des hydroliennes jusqu'à 20m d'encombrement total sans que cela ne provoque la moindre perturbation du trafic maritime. Des mesures réalisées dans ce site ont montré des pics de vitesse de courant pouvant dépasser 3m/s, Laurens (2013) [3]. Dans le but de présenter des résultats numériques réalistes, ces valeurs sont utilisées comme des données d'entrée lors de la conception d'une hydrolienne.

Pour atteindre les objectifs de puissance, les hydroliennes possèdent inévitablement des dimensions colossales. La conception la plus envisageable est la disposition axiale de l'axe de rotation. Cette disposition a l'avantage de procurer un comportement hydrodynamique davantage maîtrisé par rapport à la disposition verticale de l'axe de rotation. En effet, la disposition axiale a été largement étudiée puisqu'elle a été retenue pour la propulsion des hélices marines. Par ailleurs, les éoliennes de très grandes dimensions adoptent une configuration axiale. La disposition axiale présente en effet une plus grande robustesse que la disposition verticale, ce qui est une qualité indéniable pour une structure immergée en permanence lors de son fonctionnement. La disposition axiale est alors retenue pour la conception d'un rotor d'hydrolienne.

Une distribution initiale de la loi de pas en envergure est obtenue en utilisant la théorie de l'élément de pale (théorie expliquée dans le chapitre 2 à la section 2.1.1). La géométrie obtenue est ensuite utilisée pour générer un maillage surfacique pour simuler l'écoulement

potentiel autour du rotor en utilisant la méthode des éléments de frontières. Les deux méthodes ont été appliquées pour la conception d'un rotor d'hydrolienne pouvant atteindre 90% de la limite de Betz. Le système proposé respecte les contraintes de conception, à savoir le décollement de couche limite et la cavitation.

Une hélice marine est dotée d'une tuyère accélératrice en sa périphérie lorsqu'elle est fortement chargée. L'ajout de la tuyère réduit considérablement le chargement sur l'hélice mais induit une diminution de la poussée de l'hélice. Cette perte de poussée est largement compensée par la poussée que fournit la tuyère elle-même. La poussée totale, qui n'est que la somme de la poussée de l'hélice et de celle que procure la tuyère, est alors plus élevée. En conséquence, le rendement hydrodynamique est meilleur. Dans le cas d'une hydrolienne, l'ajout d'une tuyère accélératrice a pour but de fournir un écoulement supplémentaire au rotor et donc d'améliorer le rendement hydrodynamique. La méthode des éléments de frontières basée sur le modèle potentiel, conjointement avec une procédure itérative de calcul d'un rotor sous tuyère (configuration carénée), est employée pour estimer les performances hydrodynamiques. La procédure de calcul itérative est répétée jusqu'à convergence des coefficients hydrodynamiques (voir chapitre 2, section 2.7). Les performances des deux configurations avec et sans tuyère, toutes deux proches de l'optimal, sont comparées. Le coefficient de puissance effectif ( $C_p^*$ ) ne plaide pas forcément en faveur de l'ajout d'une tuyère. En effet, les gains que procure cet appendice sont peu significatifs lorsque le coefficient de puissance est ramené à l'encombrement total et non pas au diamètre du rotor.

## 2. PRINCIPAUX TRAVAUX ET RESULTATS

L'estimation des performances hydrodynamiques d'une hydrolienne en utilisant un code basé sur la théorie des hélices de propulsion nécessite une manipulation géométrique et une interpolation des coefficients hydrodynamiques. Cette démarche a été expliquée en détail dans le chapitre 2 (voir section 2.6). A la section 2 de l'article qui rappelle **la terminologie, les approches théoriques, les modèles et les méthodes numériques**, on présente un comparatif pour le vocabulaire des turbines et des hélices de propulsion. On retrouve notamment par une analogie de la théorie du disque actionneur les limites d'efficacité des générateurs des hélices de propulsion. On peut ainsi exprimer à nouveau la limite de Betz à partir de la terminologie de la propulsion. On retrouve bien la limite de 59% (voir Figure 1 de l'article). On cite au passage certains auteurs qui prétendent ramener cette limite à 30.1%. On rappelle ensuite les points importants de fonctionnement du code potentiel tridimensionnel.

### 2.1 Validation

Pour valider l'approche numérique proposée, une comparaison avec des résultats expérimentaux disponibles dans la littérature et suffisamment détaillés est effectuée. Il s'avère que le système utilisé pour cette analyse hydrodynamique de validation présente, pour les points de fonctionnement nominal hors conception ( $TSR > 7$ ), d'importants décollements au niveau de la couche limite. La méthode de calcul proposée ne permet pas de simuler ce phénomène et conduit à des écarts entre les résultats numériques et expérimentaux, ce qui est observé dans la Figure 2 de l'article. Il est à noter que d'autres auteurs (Baltazar et Falcão de

Campos (2009) [4]) ont obtenu les mêmes écarts avec une méthode numérique similaire à la nôtre. Cette étude de validation prouve que tant qu'il n'y a pas de décollement de la couche limite sur les pales, la courbe de coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du TSR est en bon accord avec les mesures expérimentales. La question qui se pose alors est de savoir s'il est judicieux de concevoir un système présentant des sections de pale avec un écoulement décollé. On sait que l'obtention des coefficients hydrodynamiques en présence de ce phénomène extrêmement instable est un véritable défi. Dans ces conditions, la conception ne peut être qu'empirique et donc incertaine. Ainsi, il n'y a pas de raisons de proposer la conception d'un système qui présente d'importants décollements de couche limite. Aussi, on sait que la cavitation est étroitement liée au décollement. Nous avons donc opté pour une conception d'un rotor d'hydrolienne qui évite le phénomène de décollement. Les résultats obtenus lors de notre conception en termes de coefficient de puissance n'en sont que meilleurs. Dans l'article, il s'agit de la section 4 nommée **Design procedure (procédure de conception)**. Cette dernière est résumée dans la section suivante.

## 2.2 Procédure de conception

Pour atteindre les objectifs de puissance, les hydroliennes possèdent inévitablement des encombrements importants. Le diamètre maximal que pourrait atteindre une hydrolienne est de 30m, Germanischer Lloyd (2005) [5]. Comme cela est indiqué dans l'introduction de l'article, la profondeur du Raz Blanchard permet d'installer des hydroliennes pouvant atteindre jusqu'à 20m de diamètre sans provoquer de perturbation du trafic maritime. En moyenne les pics de vitesse de courant dépassent 3m/s. Ceci classe le Raz Blanchard parmi les sites les plus prometteurs en France pour l'implantation d'un parc d'hydroliennes, Thiebot et al. (2015) [6]. Ces aspects, liés uniquement au choix du site hydrolien, sont considérés comme des contraintes initiales.

En mettant de côté les contraintes de tenue structurale, les principales restrictions lors de la conception d'un rotor d'hydrolienne sont d'abord dictées par l'hydrodynamique. Ces restrictions sont le décollement de couche limite et la cavitation. L'angle d'attaque de profil des sections de pale et la pression minimale doivent être alors contrôlés. Il faut s'assurer en effet que les angles d'attaque ne varient pas en dehors de la zone de tolérance à la cavitation. Cela signifie également que la vitesse de rotation maximale de l'hydrolienne est imposée par le profil utilisé en bout de pale.

Etant donné que le profil hydrodynamique est le point de départ dans la boucle de conception, il est important de maîtriser pleinement sa géométrie. Une géométrie paramétrique est alors proposée. L'équation permettant de générer un profil paramétrique contrôlant son épaisseur et sa cambrure est la moitié de lemniscate de Bernoulli (voir équations à la section 4 de l'article).

Lorsque le profil est choisi, la valeur minimale du coefficient de pression ( $C_{p_{min}}$ ), en tenant compte de la plage de tolérance aux angles d'attaque, est alors obtenue. Le code Xfoil a été utilisé pour calculer les valeurs de  $C_{p_{min}}$  sur une plage d'angles d'attaque compris entre  $-5^\circ$  et  $+5^\circ$ . Sur cette plage d'angles d'attaque non décollés, la valeur maximale du coefficient de portance ( $C_L=1$ ) est obtenue pour un angle de  $5^\circ$ . Ainsi, la valeur de  $C_{p_{min}}$  ne doit pas

descendre en dessous de -2.5, tel que présenté dans la partie droite de la Figure 3 de l'article. Le critère de cavitation exprimé par l'équation :

$$P_{min} = C_{p_{min}} \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g Z + P_{atm}$$

est appliqué pour déterminer la vitesse maximale de rotation. Par conséquent, le point de fonctionnement nominal (TSR) est déterminé. Par ailleurs, si la vitesse de rotation calculée ne convient pas à la génératrice, un autre profil hydrodynamique doit être choisi.

Le rotor agit sur les vitesses axiale et azimutale de l'écoulement amont, il faut alors corriger de cette action les vitesses axiale et azimutale tel qu'il est préconisé dans la méthode de l'élément de pale clairement expliquée dans la référence Jamieson (2011) [7]. Le réglage de la loi de pas permet de contrôler la distribution du chargement en envergure. A ce stade, seule la théorie de l'élément de pale est utilisée pour ajuster la loi de pas. Ainsi, une distribution initiale de l'angle de pas en envergure est calculée pour l'obtention de l'angle d'attaque de conception ( $0^\circ$  à cette étape). On obtient ainsi une première géométrie qui est modelée et maillée en surface avant d'en simuler l'écoulement, à l'aide du code potentiel pour l'estimation des performances hydrodynamiques prenant les effets 3D en compte. A chaque étape, on vérifie bien sûr que le critère de cavitation est respecté. On optimise ensuite la loi de pas, puis la fraction de surface en jouant sur la loi de corde et finalement le nombre de pales. Au final, on passe de 1.57 Mégawatts pour la géométrie initiale à 2.24 Mégawatts pour la géométrie finale. Les résultats intermédiaires sont tous indiqués dans le Tableau 1 de l'article. La conception finale présente un coefficient de puissance pouvant atteindre 90% de la limite de Betz. La procédure de conception proposée dans l'article pourrait être automatisée, mais l'objectif ici est de montrer comment les outils numériques sont utilisés pour obtenir une conception d'un rotor d'hydrolienne pouvant approcher la limite de Betz.

Une tuyère symétrique de section NACA0020 est ensuite placée en périphérie du rotor. Il est important dans le contexte d'une ferme d'hydroliennes de travailler à encombrement constant. On doit donc s'assurer que la perte de diamètre du rotor soit compensée par le gain de vitesse que procure la tuyère. La puissance étant proportionnelle au carré du diamètre et au cube de la vitesse, il faut alors respecter la condition :

$$(V + dV)^3 (D - dD)^2 > V^3 D^2$$

pour bénéficier d'un gain de puissance.

On introduit ainsi un coefficient de puissance effectif ( $C_p^*$ ) de la configuration carénée, basé sur le diamètre de l'encombrement total plutôt que sur celui du rotor seul. En utilisant le diamètre du rotor, le Coefficient de puissance ( $C_p$ ) obtenu est dangereusement optimiste car il fait croire à un gain de puissance alors que l'on obtient une perte significative ; c'est ce qui est illustré à la Figure 5 de l'article.

La géométrie de la tuyère est ensuite modifiée en introduisant un angle pour les sections rendant la tuyère divergente. L'augmentation de la vitesse d'écoulement est assurée par le sens de la circulation. Plus l'angle de divergence est important, plus la portance augmente et

plus la circulation augmente. En revanche, le diamètre du rotor doit décroître pour garder un diamètre d'encombrement total constant. Le Tableau 2 de l'article montre les résultats de cette étude. On trouve ainsi un maximum pour la puissance disponible quand l'angle d'incidence est de 13°. Toutefois, les essais d'Abbott et Von Doenhoff (1959) [8] montrent que le profil NACA0020 est décollé à partir de cet angle et que le vrai maximum est à 11°. Pour cet angle de divergence, on obtient un gain de puissance de 18% à encombrement constant.

**Remarque :** une indication qui n'est pas mentionné dans l'article qui stipule qu'un calcul avec de fortes hypothèses permet d'obtenir une formule donnant l'augmentation de la vitesse dans la tuyère en fonction du coefficient de portance du profil. Cette formule très simple exprimée par la relation  $C_L/2 = dV/V$  est obtenue en supposant la vitesse constante de chaque côté du profil,  $V+dV$  à l'extrados et  $V-dV$  à l'intrados. En utilisant la relation de Joukowski :

$$L = \rho V \Gamma$$

et la définition de la circulation :

$$\Gamma = \oint_0^c V dx$$

on obtient une expression de la portance :

$$L = \rho (dV c) V$$

Finalement la définition du coefficient de portance ( $C_L = L/[0.5\rho V^2 C]$ ) nous permet d'obtenir la formule :

$$C_L/2 = dV/V$$

### 3. CONCLUSION DE L'ARTICLE

En propulsion marine l'appendice qui permet de récupérer la perte d'énergie hydrocinétique d'une hélice trop chargée est la tuyère. Cette dernière vient décharger l'hélice tout en participant à la poussée. Dans le cas d'une hydrolienne la tuyère vient accélérer l'écoulement grâce à la circulation générée par la portance de ses sections. Le gain de puissance dû à l'accélération doit toutefois compenser la perte de diamètre total quand on cherche à travailler à encombrement total constant. Les calculs montrent finalement que l'ajout d'une tuyère à encombrement constant sur un rotor optimisé peut apporter un gain de puissance mais sans doute trop peu significatif compte tenu de l'investissement fourni.

### 4. CONCLUSION ET PERSPECTIVE

Par la suite, nous avons fait une étude paramétrique plus approfondie de la géométrie de la tuyère. Ces travaux ont fait l'objet d'un article présenté à la conférence ICOE (2014). Cet autre article est placé en annexe A.2. En modifiant uniquement l'épaisseur à encombrement égal, on conserve la même puissance alors que le coefficient de puissance ( $C_p$ ) défini sur le

diamètre du rotor augmente, d'où l'importance de l'utilisation de la définition effective du coefficient de puissance ( $C_p^*$ ) qui, comme la puissance extraite, reste constant. En cambrant les profils, on leur donne de la portance et on crée donc une circulation. Le décollement de couche limite est atteint après seulement 12% de cambrure maximale du profil, ce qui ne permet pas d'obtenir un gain significatif de puissance (+3.5%). En faisant varier la corde du profil cambré, on arrive à gagner en puissance (+3.67%) mais les valeursaturent dès que le rapport de la corde sur le diamètre total dépasse 0,4. Le profil maintenant optimisé en corde et en cambrure est alors mis en incidence jusqu'à la limite du décollement de couche limite ( $5^\circ$  d'incidence), ce qui permet d'améliorer un peu la puissance de sortie (+5.30%).

Ce troisième chapitre de thèse est à la base des chapitres qui suivent. Une géométrie de rotor satisfaisant les critères de conception d'une pale d'hydrolienne est proposée et l'effet de l'ajout d'un carénage à encombrement constant est investigué. Les différentes géométries de tuyère retenues sont analysées en structure dans le chapitre 5, le but étant de trouver le système qui, à encombrement égal, donnera le meilleur ratio puissance sur masse.

## Bibliographie

- [1] S. Coache and J. M. Laurens, Toward the Optimum Design Propulsion Device for a Specific Trawler. 2nd International Conference on Maritime Technology and Engineering, Lisbon, Portugal, 2014.
- [2] European Union Joule II Project, The Exploitation of Tidal Marine Currents : Non-Nuclear Energy-Project Results. Report EUR16683 EN, 1996.
- [3] J.-M. Laurens and A. Coadou, Séries Systématiques Sur les Hélices d'Hydroliennes. Rapport ENSTA Bretagne, 2013.
- [4] J. Baltazar and J. A. C. Falcao de Campos, Unsteady Analysis of an Horizontal Axis Marine Current Turbine in Yawed Inflow Conditions with a Panel Method. The 1st International Symposium on Marine Propulsors, SMP'09, Trondheim, Norway, 22-24 June.2009.
- [5] S. Schwartz and K. Argyriadis, Certification of Ocean Current Turbines. Germanischer Lloyd WindEnergy, Hamburg, Germany, 2005.
- [6] J. Thiébot, P. Bailly du Bois and S. Guillou, Numerical Modeling of the Effect of Tidal Stream Turbines on the Hydrodynamics and the Sediment Transport - Application to the Alderney Race (Raz Blanchard), France. Renewable Energy, vol. 75, pp. 356-365, 2015.
- [7] P. Jamieson, Innovation in Wind Turbine Design. John Wiley & Sons, 2011.
- [8] I. H. Abbott and A. E. Von Doenhoff, Theory of Wing Sections : Including a Summary of Airfoil Data. Dover Publications, 1959.

# DESIGN OF BARE AND DUCTED AXIAL MARINE CURRENT TURBINES

Jean Marc Laurens, Mahrez Ait-Mohammed and Mostapha Tarfaoui  
Department of Fluid Dynamics, Materials and Structures  
ENSTA Bretagne – LBMS, 29806 Brest (France)

## Abstract.

To convert the kinetic energy of marine current into electricity, the most sensible generator is a horizontal axis turbine. The know-how and the tools used for marine propulsion devices find a new range of applications in this field. An academic panel method code developed for the design of bare and ducted marine propellers was applied to design a marine current turbine. The turbine dimension and the tidal current velocity have been taken to fit the conditions in the Race of Alderney. The wing section theory and the optimum rotor theory based on the blade element momentum were used to obtain the design condition and a first geometry approaching the Betz limit for a bare rotor. The panel method was then used to verify the power coefficient obtained in the presence of the 3D effects and if the cavitation constraints are respected. Subsequently, the same panel code was used to verify if the addition of a duct could improve the power output per unit surface.

Keywords: *Marine Current Turbines, Panel Method, Turbine Design, Ducted turbine, marine propellers.*

## 1. Introduction

Marine renewable energy is a keyword that encompasses many different sources and devices. Exploiting near shore marine currents due to tidal motions is not a new idea. Tidal currents have the great advantage of offering a fully predictable energy source since tidal movements can be determined. The oldest application in France was installed in 1966, Auroy (1967). The geography of the site allowed for the construction of a dam in which 24 reversible 10MWatt turbines are embedded. Although EDF (Electricité de France) is convinced of the worthiness of the Rance power plant, there are some controversial arguments regarding its environmental impact, Charlier (2006). Using today's technology for turbines, the conversion of tidal power into electricity no longer requires large heads hence the dam height can be significantly reduced. Plans for a much larger project of this type in the Channel exist but because of the investment and the environmental impact, it has little chance to be achieved one day. It has also been suggested to divert a part of the flow to harness the tidal power as it has been done for centuries for water mills. Compared to those pharaonic construction projects, the implementation of a water turbine farm appears much more attractive. Although not negligible, the initial investment should be much smaller and above all, its public acceptance is easier since it has no visual impact. To exploit a site without modifying it, certain criteria have to be fulfilled to comply with the economical constraints and the existing technology for marine current systems. If the maximum



sinusoidal current speed is less than 1 m/s, the site is not considered and is only deemed attractive if this velocity is more than 1.5 m/s. The water depth also has to be sufficient for a large size water turbine to remain fully submerged at low tide. Using these simple criteria, the European Commission (1996) identified 106 potential sites in Europe and among them 29 have an annual energy content above 10MWh per m<sup>2</sup> of cross-section. The most attractive site in France is the sea passage between Cherbourg in France and the Channel Islands known as Le Raz Blanchard in French and The Race of Alderney in English. The water depth allows for the marine turbine systems to exceed 20 meters of diameter without causing any disruption to maritime traffic and the current velocity peaks above 3 m/s. In order to present some realistic numerical results, the present study is using these data as input.

The survey study performed by Khan et al. (2009) is probably one of the most cited articles because it presents an exhaustive list of existing tidal turbine systems. The most popular design is the axial axis rotor. It has a well-mastered hydrodynamic behaviour since it has propelled planes and ships for more than a century and it is also the most popular design for wind turbines. Compared to vertical axis devices it is simpler and therefore more robust which is an essential quality for a device permanently submerged in an aggressive environment.

The aim of the present study is to apply the know-how and the tools used for the design of marine propellers to the design of horizontal axis water turbines. The preliminary design is obtained using the Blade Element Momentum (BEM) theory. The obtained geometry is then used to generate a surface mesh to solve the potential flow around the rotor using a Boundary Elements Method (also BEM). Unfortunately the two completely different approaches have the same abbreviation. To avoid confusion it is preferable to use the term Panel Method instead of the Boundary Element Method, at least in this context since most calculations are based on Blade Element Momentum due to the very low aspect ratio of wind turbine. The two methods are explained and applied to the design of a simple bare rotor which reaches 90% of the Betz limit.

Ducted marine propellers are used when the propeller must be heavily loaded as in the case of tugboats and trawlers for example. An accelerating duct reduces the propeller load and thrust, but the duct itself supplies an additional thrust. The total thrust and efficiency is then higher than the one obtained for the rotor alone. In the case of a water turbine, the purpose of a duct will be to supply additional flow to the rotor. It also has to be an accelerating duct which means that the circle carrying the stagnation points must have a larger diameter than the rotor. The panel method is also used to simulate the flow around the ducted rotor. The results tend to indicate that the duct does not significantly increase the power output for a same cross section area.

## 2. Terminology, theories, models and numerical methods

In marine turbine science, the symbols and the terminology differ from naval propulsion but they can all be translated, however as the purpose is different they are not equally important in both disciplines.

The starting point in water turbine science is the available power,  $P_a$ , in Watts in a cross section area  $A$  in m<sup>2</sup>, crossed by a flow of water. The available power is given by:  $P_a = \frac{1}{2}\rho AV_0^3$ , where  $\rho$  is the fluid density (1025 Kg/m<sup>3</sup> for salt water) and  $V_0$  is the flow velocity in m/s. In the targeted application for the Race of Alderney presented in the introduction, a single 20 meter diameter water turbine in the 3 m/s flow therefore has a potential power of 4.35 MWatt. Not all this power can be retrieved by the turbine because it would mean that the flow is fully halted in order to convert all the kinetic energy, and

that is obviously not the case. In momentum theory, the water turbine is replaced by a disk with zero thickness. The disk acts as a pressure jump and by applying the Bernoulli equation on each side of the disk, we can obtain the velocity downstream from which the maximum retrievable power is deducted. The ratio of this maximum retrievable power and the available power, called the Betz limit, is equal to  $16/27$ , 59.3%, which means a maximum retrievable power of 2.58 MWatt in our case.

Some authors, Gorban et al. (2001) proposed to refine the actuator disk model used by Betz to obtain a new more restrictive limit. Their new model leads to a new limit of 30.1%, an alarmingly low percentage which would render most sites, and probably the entire power plant sector, unattractive. Their model is wrong since the starting equation (Darcy's law) only applies to Stokes' flows where Reynolds numbers are very low ( $R_n < 1$ ) whilst the Bernoulli equation (which they use further in the proof) only applies to high Reynolds numbers ( $R_n \gg 1$ ). The annoying thing is not that the article has been published but that it has been cited (according to Google scholar) more than 150 times without anyone noticing the mistake. The only author who suspected that something must be wrong was McNaughton (2010) because several experimental results have since demonstrated a higher ratio than the so-called limit of 30.1%.

The performance of marine current energy extractor devices is expressed by the power coefficient,  $C_p$ , and its highest value can therefore not exceed 59.3%. When the marine current energy extractor device is a rotor, its delivered power  $P_D$  is given as the function of the torque  $Q$  and the rotational velocity:  $P_D = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q = \omega \cdot Q$ ,  $n$  being the rotational speed in rotations per second. The power coefficient  $C_p$  is given by the ratio  $P_D$  over  $P_a$ . Incidentally, in Bahaj et al. (2006), a mistake has been made in the definition of the  $C_p$  which turns this non-dimensional variable into meters. In itself, it is certainly an honest mistake but it has been copied in several other published papers by the same authors and by others.

The non-dimensional frequency which characterizes the working condition of the rotor turbine is the Tip Speed Ratio:  $TSR = \frac{\omega R}{V_0}$ . The similar coefficient in marine propulsion, Dautreleau et al. (2011), is the advance parameter:  $J = \frac{V_0}{n \cdot D}$ . The torque and the power delivered to the propeller have the same definition and symbol. The purpose of a marine propeller is to propel the ship and therefore the principal variable is the thrust force,  $T$ , given in Newtons. There are two non-dimensional coefficients to characterize the thrust, the thrust coefficient  $K_T$  which depends upon  $n$  but not upon  $V_0$ , and the thrust loading coefficient  $C_{Th}$  which depends upon  $V_0$  but not upon  $n$ . In turbine nomenclature  $C_{Th}$  is  $C_T$  and it is a drag coefficient. Similar expressions define the torque coefficients  $K_Q$  and  $C_Q$ .

$$\begin{aligned} C_{Th} &= \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A V_0^2}, & K_T &= \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}, \\ C_Q &= \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho A D V_0^2}, & K_Q &= \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}. \end{aligned}$$

The efficiency of a propeller,  $\eta_0$ , is defined by the ratio of the power used to thrust the vessel,  $P_T = V_0 \cdot T$ , over the power consumed by the propeller,  $P_D = \omega \cdot Q$ , thus  $\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi}$ . Finally, it is convenient to express the turbine power coefficient as a function of  $K_Q$  and  $J$ , especially when using a propeller computer code to solve the turbine hydrodynamic problem. The power coefficient expression is:

$$C_p = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{K_q \rho n^2 D^5 \cdot \omega}{\frac{1}{2}\rho \frac{\pi D^2}{4} V_0^3} = \frac{16K_q n^3 D^3}{V_0^3} = \frac{16K_q}{J^3}$$

The same momentum theory used to calculate the Betz limit gives a maximum efficiency coefficient for the propeller as a function of the thrust loading coefficient,  $\eta_0 < \frac{2}{1+\sqrt{1+C_{Th}}}$ .

For a turbine, what remains of the velocity is part of the kinetic energy which cannot be retrieved and for a propeller the acceleration of the flow induced by the propeller is a loss in kinetic energy since it does not contribute to thrust the vessel. Since both limits have the same origin and are derived from the same theory, they should present a direct relationship. We note that,  $\frac{C_{Th}}{C_p} = \eta_0$  and since the turbine slows down the downstream flow instead of accelerating it,  $\frac{C_T}{C_p} < \frac{2}{1+\sqrt{1-C_T}}$ . The maximum value  $C_p$  can reach is therefor:  $C_T(1 + \sqrt{1 - C_T})$ . In Figure 1 the maximum value  $C_p$  can take is plotted against  $C_T$ . Not surprisingly we retrieve the Betz limit which occurs when  $C_T = 8/9$  as already underlined in Jamieson (2008). Another result of the actuator disk model is that the velocity far behind the rotor is the upstream velocity multiplied by  $\sqrt{1 + C_{Th}}$ . For a turbine it therefore means that the downstream velocity behind the optimum rotor is 2/3 of the upstream current.

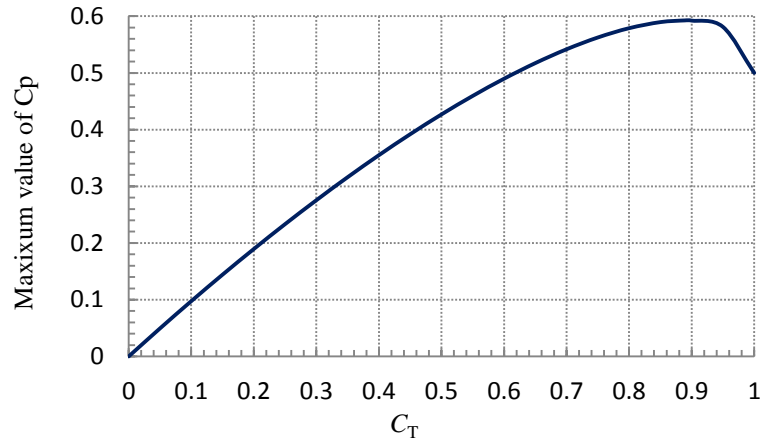


Figure 1. Maximum values  $C_p$  can take as a function of  $C_T$ .

The most commonly used model for wind turbines is the Blade Element Momentum. It originates from the William Froude's Blade Element Theory which only takes into account the rotation and the axial velocity of the rotor. Momentum theory only describes the axial velocity at the rotor disk and in order to take the rotor induced rotation into account, Prandtl's lifting line theory has to be applied. A brief history of these developments which took place between 1878 and 1930 can be found in Johnson (1980). The blade is discretized into 2D sections, the effective angles of attack are computed from the section pitch, the axial and the tangential velocities as well as the correction for the rotor induced velocities. The hydrodynamic lift and drag coefficients,  $C_L$  and  $C_D$ , of the 2D sections are given by a 2D simulation using the very popular XFOIL software code for instance or by an experimental database such as the Abbott and Von Doenhoff (1959). They depend upon the section geometry and the angle of attack. By integrating the forces of the sections along the blade span, we obtain the axial and azimuthal forces. The computational method is fast and if the 2D hydrodynamic data take stall into account so

will the 3D result. The lifting line theory implies a large aspect ratio which is very legitimate for a wind turbine but is less pertinent for a marine propeller.

To take full account of the 3D effects we use a panel code. The panel methods are based on the potential flow theory. The potential flow model is derived from the incompressible flow Navier-Stokes model. If the flow is assumed irrotational and inviscid, the velocity field derived from a potential function  $\varphi$ , such as  $\vec{V} = \vec{\nabla}\varphi$ . With these assumptions, the mass conservation equation becomes  $\Delta\varphi = 0$  and the momentum equation is reduced to the Bernoulli relation. The Laplace equation for the potential will yield the velocities from which the Bernoulli relation will give the pressure. A slip condition is replacing the Navier-Stokes zero velocity condition at the surface of the objects and for lifting bodies the Kutta condition is imposed at the trailing edge in order to mimic the viscous flow, otherwise the inviscid hypothesis will give zero forces. To solve the system, a very elegant method has been introduced by Hess and Smith (1967), the singularities method. A point singularity respects the Laplace equation everywhere except the point's location where it is not defined. Covering the obstacles by singularities forces the flow to slip on their surfaces. The panel code we use belongs to what Hoeijmakers (1992) refers to as "second generation" panel methods involving the Dirichlet condition ( $\varphi=0$  in the inner body). Body surfaces are discretized into first order panels carrying constant source and doublet distributions. The wake developing behind the propeller's blades is formed with a sheet of first order panels carrying constant doublet distributions and it is generated over time in a Lagrangian manner. Thanks to the Dirichlet condition imposing the slip condition on the body surface determines the sources directly from the inlet velocity and the normal vectors. Hence, the unknown variables of the problem are the dipoles. The locations of the sheet panel vertices are recalculated at each time step but not the dipoles they carry. Non-lifting bodies such as the hub are discretized using first-order panels carrying constant source and dipole distributions. The propeller hub can be easily modeled this way but in most cases it does not influence the hydrodynamic coefficients, we do not simulate its presence in the results presented here. The code allows for unsteady state flow simulations. The explicit representation of the body thickness leads to an accurate distribution of pressure coefficients ( $C_p$ ) on the duct and blades surfaces. From the velocities, we compute the local Reynolds number,  $R_n$ , on each surface panel which gives us the local friction coefficient  $C_f$  using standard formulae:  $0.027/\sqrt[7]{R_n}$  for turbulent flow and  $0.664/\sqrt{R_n}$  for laminar flow. The transition is forced at  $R_n=5\times 10^5$ . The panel method only requires a surface mesh of the solid objects. The blades are discretized into 12 sections of 48 panels, the time step is set to correspond to a rotation of  $10^\circ$  and all simulations are run for 72 time steps in order to obtain convergence.

The code can handle lifting and non-lifting bodies and allows for unsteady state flows. It can therefore compute the flow around the rotor even when the inlet velocity is not in the axial direction. A direct simulation of the flow around a ducted rotor is problematic since the rotor blades and the duct are computed as lifting bodies they have to present a sharp trailing edge from which the wake modelled as a sheet of first order panels carrying constant doublet distributions originates. In a single simulation, the panels of the propeller wake sheet will touch and wrongly interfere with the panels of the duct. To avoid numerical errors it has been decided to separate the computation of the flow around the rotor and the computation of the flow around the duct into two different runs. Once the flow around the duct has been solved, we compute the duct induced velocities at the blade control points (i.e. the centres of all panels). The flow around the rotor is then computed in the presence of the duct induced velocities. We

then compute the rotor induced velocities on the surface of the duct. The procedure is repeated until convergence which occurs after only a few iterations.

### 3. Validation

The code has been already verified and validated for many propeller cases and more recently in duct propeller cases, Coache and Laurens (2014). However, since a different field of application is at stake, it is preferable to compare the code with some water turbine experimental results. The experimental results of the three blade turbine rotor described in Bahaj (2007) are used. An automatic mesh generator which has been developed in-house builds the mesh from the chord, pitch, skew, and rake distributions along the blade. These data are given in Bahaj (2007), in this case there is neither skew nor rake. Either a specific profile is given or it is generated from the maximum thickness  $t/c$ , the maximum camber distribution  $f/c$  and a symmetrical analytic profile. In the experimental report it states that the profile used is a NACA63-8xx where xx is the maximum percentage thickness, i.e.  $100.t/c$ . According to Abbott and Von Doenhoff (1959) the 8 indicates that at its design angle of attack (near  $0^\circ$  and in this case a little above  $1^\circ$ ), the profile has a lift coefficient  $C_L$  equal to 0.8.

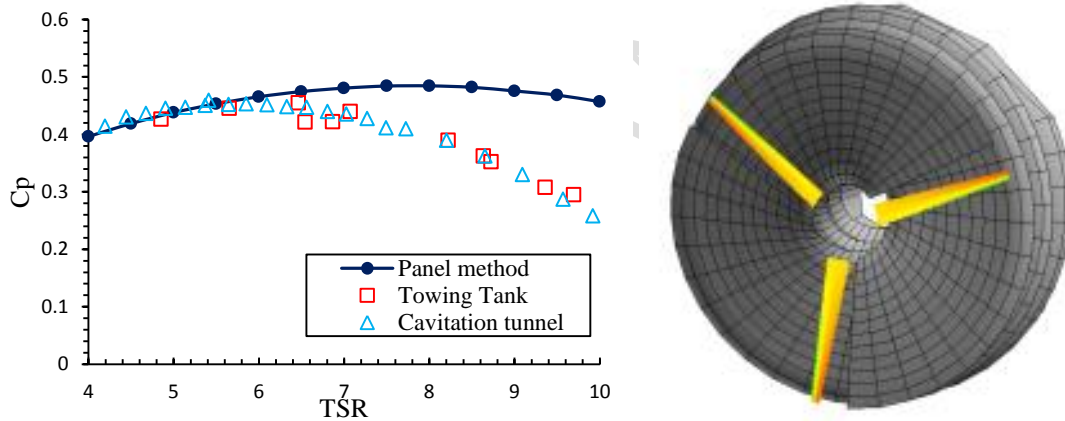


Figure 2. Comparison of power coefficient versus TSR between the potential flow and the experimental results of Bahaj (2007).

The pitch distribution in the experiment can be changed by rotating the blades around their axis. They are named in Bahaj (2007) after the angle of pitch of the tip section. The right part of Figure 2 shows the three blade rotor and the wake sheets developed downstream. The results presented in the left part of Figure 2 are for an angle of pitch at a tip section of  $5^\circ$ . The agreement is good up to  $TSR=7$ . The numerical prediction of the hydrodynamic performances in off-design conditions ( $TSR>7$ ) differs from the experimental results. Baltazar and Falcao de Campos (2009) are using a similar potential flow code and they compared the results of their simulations with those same experimental results. They obtained similar results and proposed a viscous correction using two-dimensional lift and drag data to take the boundary layer flow separation into account, for values of  $TSR$  greater than 7. The proposed method permits to get closer to the experimental results. However, there is no reason for a tidal current turbine to operate far beyond its design condition.

#### 4. Design procedure

The design for a propeller is constrained by the thrust it has to provide to the vessel but also by the torque and the RPM given by the engine. Most often the engine is a marine diesel which imposes a severe restriction on the RPM range. Marine current turbine electric generators do not present this restriction, Djebbari et al. (2014). Fixed-pitch blades can be used and torque will be converted into electricity for a very wide range of RPM. Putting aside the structure constraints, the main restrictions are presented by the hydrodynamics. Flow separation and cavitation are to be avoided. The angle of attack and the minimum pressure therefore have to be respected. Starting from a given profile, it must be ensured that its angle of attack does not vary outside the cavitation-free range. It also means that the rotational velocity of the rotor is entirely decided by the profile used on the blade tip. If we use a NACA63-415, this 15% thickness cambered profile best operates when its lift coefficient is equal to 0.4. It then presents a plateau of  $C_p$  up to 30% from the leading edge and the recompression starts. Propellers usually use the NACA66 series because the cavitation is more critical since the vessel will operate in a larger range of conditions. The choice of the NACA63 series yield smaller values for the minimum pressure coefficient  $C_p$  but its hydrodynamic coefficients are less subject to vary with the Reynolds number since it should not present any flow separation unless operated well beyond its designed angle of attack. Since the profile is the starting point of the design loop, it is preferable to fully master its geometry. A parametric geometry would be more advantageous. The simplest equation to generate a profile is half the lemniscate of Bernoulli. It generates a profile almost identical to a NACA00 series which has, like the NACA63 series, its maximum thickness at 30% of the leading edge. Furthermore it can be easily cambered by adding a parabolic function of the x-axis to the y coordinate. The geometry is given by:

$$x = \cos(\theta)$$
$$y = \frac{t}{2} \sin(2\theta) + \alpha \cdot x \cdot (x - 1)$$

Where  $t$  is the maximum thickness,  $\theta$  varies from  $\pi/2$  to  $3\pi/2$  and  $\alpha$  is a camber coefficient. To obtain a profile equivalent to the NACA63-415,  $\alpha$  is taken to be -0.08, which corresponds to a maximum camber of  $f/c=0.02$ , that is when  $x=0.5$ . The left part of Figure 3 presents the two profiles and the distribution of  $C_p$  for a  $0^\circ$  angle of attack and a same lift coefficient,  $C_L = 0.38$ . The minimum value for the  $C_p$  is -0.8 in both cases. To verify that both profiles are tolerant to a variation of the angle of attack around its nominal value, Xfoil has been used to obtain the minimum value of the  $C_p$  between  $-5^\circ$  and  $5^\circ$ . As presented in the right part of Figure 3, the curves are very similar and the  $C_{pmin}$  does not drop below -2.5. For this range of the angle of attack, the maximum  $C_L=1.0$  is obtained for  $5^\circ$  and is obviously the same for both profiles. Furthermore, it does not present any flow separation. Exceeding this angle will eventually lead to flow separation and cavitation. The flexibility of the generator should allow us to remain within this range without requiring a variable pitch rotor simply by adjusting the rotational speed.

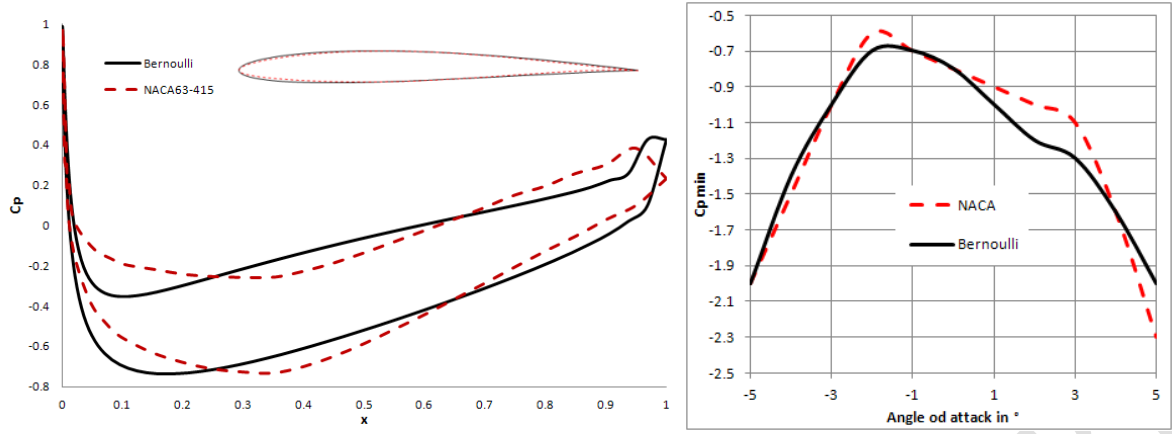


Figure 3. Comparison of the NACA63-415 and the equivalent Bernoulli profile.

Left: profiles and Cp curves at 0° angle of attack. Right: Variation of the Cpmin against the angle of attack.

Once a profile has been chosen, the minimum value of the pressure coefficient  $C_{pmin}$ , taking into account the range of tolerance, is obtained. From this  $C_{pmin}$  value, the maximum velocity at the rotor tip is calculated. To be cavitation free, the minimum pressure computed from the addition of atmospheric, the immersion and the hydrodynamic pressures,  $P_{min} = C_{pmin} \cdot 0.5 \cdot \rho \cdot V^2 + P_{atm} + \rho \cdot g \cdot z$ , cannot drop below the saturating vapour pressure,  $P_v$ , 2500Pa in cold water. The unknown variable of this relation is the velocity amplitude  $V$ , which is the sum of the axial velocity (the current velocity) and the tangential velocity ( $\omega \cdot R$ ). Hence applying the cavitation criterion, the angular velocity is given and therefore,  $\lambda$ , the design TSR. Of course, if for any reason, the obtained angular velocity is not suitable, another profile must be chosen, at least for the blade tip.

As stated in the introduction, the installation in The Race of Alderney allows for 20 meter diameter turbines without causing any perturbation to the maritime traffic and the current velocity peaks above 3 m/s. Using such a profile, the minimum Cp should not drop below -3 and with an immersion of 15 meters, the maximum velocity can safely reach 12 m/s which gives a design TSR,  $\lambda = 4$ .

The geometrical pitch of the section is computed in order to obtain the design angle of attack (here 0°). The incident velocity is given by the known tangential ( $\omega \cdot r$ ) and axial velocities ( $V$ ) but they have to be corrected due to the action of the rotor on the upstream velocity to become  $(1+a') \cdot \omega \cdot r$  and  $(1-a) \cdot V$ , respectively. Since the target is to approach the Betz limit, the most logical procedure is to start with the velocity reduction as computed by the momentum theory model. In the procedure of the optimum rotor design theory fully and clearly described in the first chapter of Jamieson (2011), it is rightfully assumed that the Betz limit is reached. In such a case the axial induction,  $a$ , is equal to one third and the tangential induction  $a'$  varies as  $0.5 \times (3 \cdot \lambda \cdot r / R)^2$ . The obtained average pitch  $P/D$  using the procedure for our case is then 0.5. The pitch is defined using the conventional propeller pitch definition.









At this stage, only the Blade Element Momentum theory was used to adjust the pitch. The blade element momentum theory produced a first set of values for the pitch distribution. The panel method is then used to assess the hydrodynamic performance taking the 3D effects into account and how far we are from the Betz limit and if we respect the cavitation constraints. The effect of the other geometric characteristics such as the chord spanwise distribution and the number of blades must also be examined.

Although no structural constraints are considered in the present study, common sense is used to determine the ranges of values for the chord and the number of blades. The chord distribution is assumed constant although in a real case it has to be reduced at the tip to avoid tip vortex cavitation. 200,000 Pa.

Table 1 presents the results obtained for the steps of the design procedure. At first the number of blades,  $Z$ , is set at 3 and the chord,  $c/D$ , is set at 0.1 which corresponds to an aspect ratio AER, close to 0.1. At the design TSR ( $\lambda=4$ ), the predicted  $C_p$  is 36.1%, which corresponds to 61% of the Betz limit for an output power of 1.57 MWatt. The average pitch is then adjusted and the initial value of 0.5 is changed for 0.4. The AER is then adjusted keeping the number of blades,  $Z$ , constant ( $Z=3$ ) and finally the number of blades is increased keeping the AER constant at its optimum value (0.159). The additional gain obtained when further increasing the number of blades is not significant enough to justify the additional cost involved.

Table 1 presents a  $C_p$  of 52.3%, i.e. 88.2% of the Betz limit for an output power of 2.27 MWatt. This result can be further refined and even automated but the point here is just to show how the numerical tools are used to obtain a design which allows to approach the Betz limit. It is also ensured at each step that the minimum pressure does not drop below or close to the vaporization pressure. In all the cases the pressure remains above 200,000 Pa.

Table 1.  $C_p$  and output power (in watts) for the different configurations scanned in the optimization process.

$Z$		P/D	$c/D$	AER	$K_q$	$C_p$	$C_p$ %Betz	Power
3		0.5	0.1	0.095	0.011	0.361	60.842	1.57E+06
3		0.4	0.1	0.095	0.013	0.431	72.790	1.88E+06
3		0.6	0.1	0.095	0.008	0.271	45.791	1.18E+06
3		0.4	0.07	0.067	0.012	0.395	66.591	1.72E+06
3		0.4	0.166	0.159	0.013	0.438	73.908	1.90E+06
3		0.4	0.25	0.239	0.012	0.398	67.144	1.73E+06
5		0.4	0.1	0.159	0.015	0.492	82.987	2.14E+06
7		0.4	0.07	0.159	0.016	0.523	88.197	2.24E+06

## 5. Results

Following the design procedure, a 7 blade water turbine was obtained which should be able to extract half the flow power at its design TSR ( $\lambda=4$ ), i.e. 2.27 MWatt hence more than 7 KWatt/m<sup>2</sup>. Unlike Diesel engines, the generator should adapt its RPM in order to match the design TSR. Nevertheless,



some flexibility around the design TSR will still be needed. Figure 4 shows how the  $C_p$  varies with the TSR around the design value.

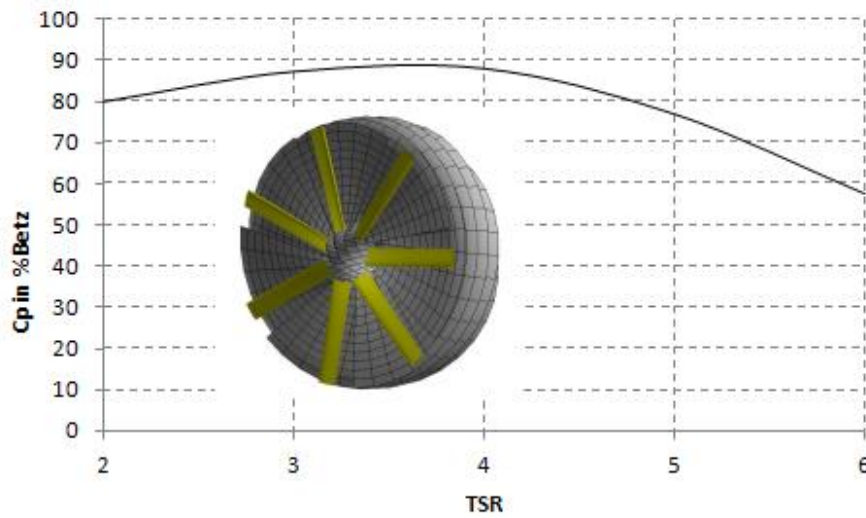


Figure 4. Variation of  $C_p$ , given in percent of the Betz limit, around the design TSR

Using the same rotor geometry, it is now examined if the addition of a duct could significantly improve the total output power. An accelerating duct or a diffuser increases the water flow into the rotor and therefore the available power since it is proportional to the cube of the velocity. The duct however uses a significant part of the cross-section area and in order to be of advantage, the power output has to be superior to a bare rotor using the same cross-section area. The relationship is simple; the velocity increase in the rotor,  $dV$ , must at least compensate for the loss in diameter,  $dD$  in order to maintain the same available power  $P_A$ :  $(V + dV)^3 \cdot (D - dD)^2 > V^3 \cdot D^2$ .

The example presented in Figure 5 shows the results obtained with the potential flow solver for the 7 blades bare rotor of the previous section in comparison to its ducted version. The duct has a total diameter of 20 meters, a NACA0020 section, its length is equal to its radius and the 16 meter rotor is placed at 30% of its leading edge in order to benefit from the maximum velocity. In the left graph of Figure 5 it is shown that if the  $C_p$  is computed from the rotor diameter ( $C_p = 16 \cdot Kq/J^3$ ), the Betz limit is exceeded and the results look much higher than for the bare rotor. Now if the  $C_p$  is computed using the total cross-section area,  $C_p^*$ , the results do not favour a ducted turbine. The right graph of Figure 5, presenting the power output versus rps for a fixed current velocity of 3 m/s, clearly shows that the bare rotor would produce more power than the rotor equipped with the symmetrical duct. The purpose of this example was to show that the power coefficient of a ducted turbine should be computed from the total area and that the addition of a duct can severely reduce the output power.

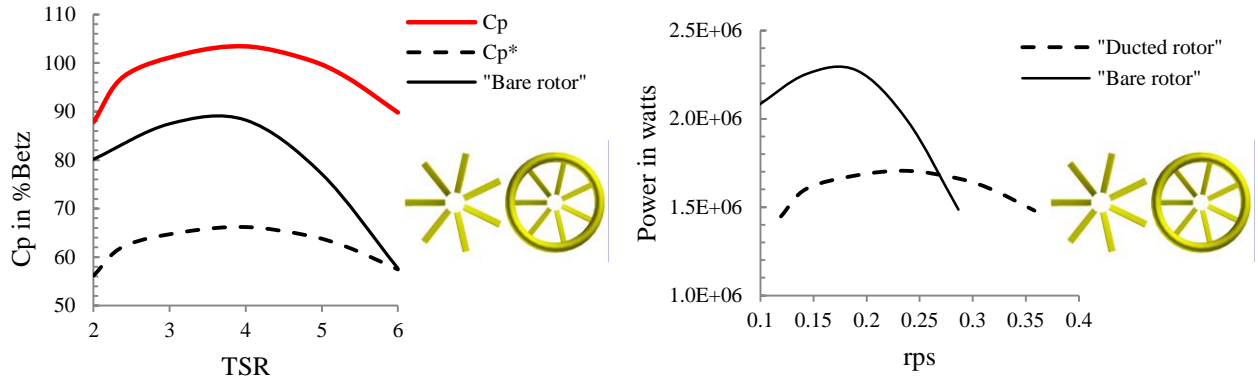


Figure 5. Comparison between the rotor in the symmetrical section duct and a bare rotor with a same cross section area. The  $C_p$  (left) computed using the rotor diameter gives the advantage to the ducted rotor but using the total area as a reference,  $C_p^*$ , produces much lower values than the bare rotor. The output power (right) as a function of the rotational velocity clearly indicates that the ducted rotor with a same cross section area than the bare rotor will produce far less energy.

To increase the output power the duct must generate enough additional speed to compensate for the loss of rotor diameter. Additional speed can be obtained by choosing a profile for the duct which induces an inward circulation. Since circulation,  $\Gamma$ , and lift,  $L$ , are linearly linked by the Joukowski equation ( $L = \rho \cdot V \cdot \Gamma$ ), the profile must present an inward lift. The profile must therefore present a negative angle of attack (diffuser) or a negative camber or a combination of these two. The potential flow code was used to simulate the flow around several configurations.

The results in Table 2 are for a duct generated by changing the angle of attack (AoA) of the NACA0020 profile. The ratio of output power over the available power increases with the section AoA, beating the Betz limit after  $10^\circ$  and reaches a maximum at  $13^\circ$  before the loss of diameter takes over.

Table 2. Maximum  $C_p^*$  and output power (in watts) for the different duct diffuser type configurations.

Angle of attack	Max $C_p^*$	Max output power	Rotor diameter (m)
$0^\circ$	0.35	1.53E+06	16
$3^\circ$	0.42	1.84E+06	15.86
$6^\circ$	0.48	2.11E+06	15.69
$9^\circ$	0.60	2.52E+06	15.27
$11^\circ$	0.63	2.73E+06	14.78
$13^\circ$	0.71	3.08E+06	14.27
$15^\circ$	0.64	2.79E+06	13.66

A similar table of results was also produced by giving a negative camber to the NACA0020 and a zero degree angle of attack. The results showed that profiles with a same lift coefficient (i.e. a 12% camber with a  $0^\circ$  AoA and a 0% camber with a  $5^\circ$  AoA) produce the same power output which comforts the fact that a same circulation produces a same power output.

The potential flow code cannot predict flow separation and can produce erroneous figures for the section's largest lift coefficients. If we consider the duct as a wing with an infinite span, the flow separation occurrence should coincide with the 2D section. A software code like XFOIL tells us that flow separation occurs at 13% for a cambered profile at  $0^\circ$  AoA and at  $13^\circ$  AoA for the NACA0020 profile. A combination of AoA and camber could generate a higher circulation without flow separation and the length of the duct should also be considered in such a parametric study. Furthermore, a better procedure to predict flow separation in the duct would consist of performing axi-symmetrical RANSE simulations, a technique widely used in propulsion and also used by Hansen et al. (1999) for ducted turbines. In these simulations, the action of the rotor is taken into account as a pressure jump as in the actuator disk model.

## 6. Conclusion

The know-how and the tools used for marine propulsion devices find a new range of applications in marine turbines. The theories and the numerical tools used for propeller and ducted propeller design are equivalent. The design procedure presented here shows in a realistic case that the Betz limit can be approached. As for propellers, it cannot be reached because the remaining kinetic energy in the rotor downstream is the principal but not the only cause for efficiency losses. The other causes are the friction on the blade surface, the rotational flow speed induced by the blades, and with a much smaller impact, the tip vortex. Very little can be done about the friction besides keeping the surface smooth. An additional wheel or a stator for instance can be used to retrieve some of the efficiency loss due to the flow rotation and adding some skew is usually the way to reduce the tip vortex intensity.

In marine propulsion, the main device used to retrieve some of the loss due to kinetic energy is an accelerating duct. For a turbine, the accelerating duct will increase the flux in the rotor and will obviously increase the power output when the reference area is the rotor area. To increase the velocity sufficiently in order to compensate for the loss of diameter, the section used to generate the duct has to induce enough circulation. Our simulations predict up to 38% increase of output power for a ducted turbine compared to a bare rotor with the same swept area. It means that we exceed the Betz limit the same way the ducted propeller can exceed the actuator disk theory limit when equipped with a duct. If the addition of a duct can increase the output power, its installation will generate additional cost and technical problems. A quick financial analysis shows that with the current price and increased rate of electricity in France it will take too long to recover the investment in water turbines but the political will of the European Union may change this conclusion. Technically the main problem with the duct will be to resist the non-axial hydrodynamic forces. The material for the rotor will be bronze or stainless steel but the preferred material for the duct so far is composite. It makes it lighter and easier to handle however it still has to be examined whether it can sustain the hydrodynamic forces.

## References

- Abbott, I. H., & Von Doenhoff, A. E. (1959). *Theory of wing sections: including a summary of airfoil data*. Dover Publications.
- Auroy, F. (1967). *L'usine marémotrice de la Rance*. Revue générale de l'électricité, 76(7-12), 983.
- Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R., and Batten, W. M. J. (2007). *Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank*. Renewable energy, 32(3), 407-426.
- Baltazar J. and Falcao de Campos J.A.C. (2009), *unsteady analysis of an horizontal axis marine current turbine in yawed inflow conditions with a panel method*, The 1<sup>st</sup> International Symposium on Marine Propulsors, SMP'09, Trondheim, Norway, 22-24 June.
- Charlier, R. H. (2007). *Forty candles for the Rance River TPP tides provide renewable and sustainable power generation*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11(9), 2032-2057.
- Coache S. & Laurens J.M., (2014), *Toward the optimum design propulsion device for a specific trawler*, 2<sup>nd</sup> International Conference on Maritime Technology and Engineering, Lisbon, Portugal, October 14-17.
- Djebbari S., Charpentier J.F., Scuiller F. and Benbouzid M. (2014), *Systemic Design Methodology for Fixed-Pitch RFPM Generator-Based MCT*, International Conference on Green Energy, Sfax, Tunisia, March 25-27.
- Doutreleau, Y., Jodet, L., & Laurens, J. M. (2011). *Résistance et propulsion du navire*. Edition Ellipse, France.
- European Union-Joule II Project (1996), *The exploitation of tidal marine currents*; Brussels, European Commission, ISSN 1018-5593.
- Gorban A., Gorlov A. and Silantyev V. (2001), *Limits of the Turbines Efficiency for Free Fluid Flow*, Journal of Energy Resources Technology. Vol. 123, pp. 311-312.
- Hansen M., Sorensen N., Flay R. (1999). *Effect of placing a diffuser around a wind turbine*, European Wind Energy Conference, Nice, France.
- Hess, J. L., & Smith, A.M.O. (1967). *Calculation of potential flow about arbitrary bodies*. Progress in Aerospace Sciences, 8, 1-138.
- Hoeijmakers, H.W.M. (1992); *Panel Methods for Aerodynamic Analysis and Design*, AGARD Report 783, pp.5.1-5.47.
- Jamieson, P. (2011). *Innovation in wind turbine design*, John Wiley & Sons.
- Jamieson, P. (2008). *Beating Betz-Energy Extraction Limits in a Uniform Flow Field*. European Wind Energy Conference, European Wind Energy Association Paper CS3. April 2.
- Johnson, W. (1980). *Helicopter theory*. Courier Dover Publications.
- Khan M.J., Bhuyan G., Iqbal M.T. and Quaicoe J.E. (2009). *Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review*, Applied Energy, vol. Vol.86, pp. 1823-1835.
- McNaughton J. (2010), *Turbulence Modelling in the Near-Field of an Axial flow Tidal Turbine in Code-Saturne*, First Year ReDAPT project Report, 104 pages.
- Thiébot J., Bailly du Bois P., Guillou S. (2015). *Numerical modelling of the effect of tidal stream turbines on the hydrodynamics and the sediment transport – Application to the Alderney Race (Raz Blanchard), France*. Renewable Energy, 75 (2015) 356-365.



## CHAPITRE 4 :

---

### APPLICATION DES COMPOSITES DANS LE SECTEUR EMR

#### Table des matières

---

4.1 PLACE DES COMPOSITES DANS LE SECTEUR DES EMR	92
4.2 GENERALITES SUR LES COMPOSITES	93
4.2.1 Les stratifiés	95
4.2.2 Les structures sandwichs	96
4.2.3 Procédé de fabrication des stratifiés à matrice organique	97
4.3 CONCEPTION DES STRUCTURES COMPOSITES	99
4.4 LES COMPOSITES EN CONSTRUCTION NAVALE	101
4.4.1 Hélice marine en matériaux composites	101
4.4.2 Hélice de génération de puissance (hydrolienne) en matériaux composites	104
4.5 ENDOMMAGEMENT DES COMPOSITES	107
4.5.1 Fissuration de la matrice	107
4.5.2 Décohésion fibre-matrice	108
4.5.3 Rupture des fibres	108
4.5.4 Délaminage	109
4.6 ECHELLES DE MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES	111
4.7 MODELISATION DE L'ENDOMMAGEMENT DES STRUCTURES COMPOSITES	112
4.7.1 Approches fondées sur des critères d'initiation à la ruine	113
4.7.2 Approches basées sur la Mécanique de l'Endommagement	114
4.7.3 Approches basées sur la Mécanique de la Rupture	123
4.8 MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES SOUS UN CODE ELEMENTS FINIS	128
4.9 CONCLUSION	130
Bibliographie	131

---

Les industriels du secteur des hydroliennes souhaitent concevoir des turbines performantes et robustes. L'atteinte de ces objectifs passe par l'amélioration des caractéristiques structurelles de ces installations. Pour cela, deux voies sont possibles :

- (i) Optimiser la conception de la structure ;
- (ii) Utiliser de nouvelles classes de matériaux possédant des propriétés spécifiques plus élevées et adaptées à l'environnement marin dans lequel les hydroliennes opèrent.

Les matériaux composites sont l'une des classes de matériaux permettant d'atteindre ces objectifs. La fiabilité des pièces en matériaux composites, dans un environnement rude et très sévère, est cruciale pour garantir la rentabilité des systèmes destinés à fonctionner durant une longue période (20 ans), tels que les systèmes de production d'Energie Marine Renouvelable (EMR). Les matériaux composites jouent un rôle essentiel dans le développement de systèmes de conversion d'EMR. Compte tenu des contraintes liées à la maintenance, un excellent comportement mécanique à long terme s'avère primordial pour cette application.

Depuis plusieurs décennies, les composites à matrice organique sont utilisés en construction navale civile et militaire. Insensibles à la corrosion et offrant une bonne résistance face à un environnement marin agressif, ces matériaux ont trouvé naturellement un nouveau champ d'application qui ne cesse de s'élargir : le secteur des EMR. Les composites présentent un ratio « propriétés mécaniques/densité » élevé, ainsi qu'une meilleure résistance à la corrosion par rapport aux solutions métalliques classiques. Le gain de poids généré par l'utilisation des structures composites permet de réduire considérablement les coûts de transport des installations colossales destinées à un parc hydrolien.

Grâce à l'amélioration continue des procédés de fabrication des composites et à une meilleure connaissance de leurs propriétés mécaniques et de leurs mécanismes d'endommagement, ces matériaux sont maintenant largement utilisés pour la production de structures de grandes dimensions destinées au secteur EMR. Les composites sont utilisés par la firme OpenHydro [1] pour la réalisation d'éléments de structure, tels que les pales et le système de carénage de leur hydrolienne Open-Centre.

Dans ce chapitre, nous allons traiter la normalisation des composites en construction navale, en particulier pour la conception d'hélices marines, ainsi que leur utilisation dans le secteur des EMR pour la production des pièces de structures d'hydrolienne, telles que les pales et les systèmes de carénage. Les procédés de fabrication affectant la qualité des pièces composites seront exposés et expliqués. Dans la dernière partie de ce chapitre, on s'intéressera aux différentes approches utilisées pour la modélisation de l'endommagement des structures composites.

## **4.1 PLACE DES COMPOSITES DANS LE SECTEUR DES EMR**

En général, les matériaux composites ont un rapport « résistance/poids » élevé et une bonne rigidité, et ce même si leur poids est plus faible que celui des métaux et alliages classiques. Ceci permet la production de structures légères et la réduction des coûts de manutention, ce

qui présente un atout particulièrement remarquable lors de la fabrication de structures de grandes dimensions.

L'allégement des structures dans le domaine de la construction navale passe par l'utilisation des matériaux composites. Ces derniers présentent également d'autres avantages indéniables quand ils sont destinés à la conception de structures élancées pour le secteur des EMR, dans lequel les composites prennent de plus en plus d'envergure. La conception des hydroliennes en matériaux composites requiert un compromis entre performances hydrodynamiques d'une part et tenue mécanique d'autre part, étant donné l'environnement marin sévère dans lequel ces installations sont immergées. Les matériaux composites sont employés dans le secteur EMR car ils présentent les principaux avantages suivants:

- Excellente résistance à la corrosion ;
- Excellents rapports « résistance mécanique/poids » et « rigidité/poids » ;
- Gain considérable en poids par rapport aux alliages métalliques ;
- Faible coût d'installation ;
- Réalisation de pièces d'assemblage à formes géométriques complexes ;
- Très bonne résistance à la fatigue,
- Flottabilité pour la maintenance.

Néanmoins, la réalisation de structures composites destinées au secteur des EMR présente toutefois quelques difficultés liées principalement à l'émergence de ce secteur en cours de recherche et de développement. Parmi les principales difficultés, on peut citer :

- Un prix de revient plus élevé par rapport aux alliages métalliques ;
- Des fixations plus délicates à réaliser en comparaison avec des structures métalliques ;
- Une culture métallique dominante des chantiers navals dans lesquels les hydroliennes vont être fabriquées.

En dépit de ces inconvénients, l'usage des composites dans le secteur des EMR ne cesse de croître et plusieurs projets de recherche ont vu le jour afin d'étudier leur comportement et leur résistance dans un environnement marin contraignant.

## **4.2 GENERALITES SUR LES COMPOSITES**

Un matériau composite résulte de l'association d'un renfort et d'une matrice dans le but d'obtenir un matériau affichant des performances globales améliorées, vis-à-vis d'un besoin spécifique, par rapport à ses constituants. Les matériaux composites peuvent être classés suivant la nature du renfort (particules, fibres courtes, fibres longues) et suivant la nature de la matrice (organique, céramique, etc.). Les composites les plus utilisés dans l'industrie navale sont les composites à matrice organique renforcée par des fibres longues (Hollaway (1990) [2]).

Les fibres contribuent à donner de la rigidité au matériau et possèdent généralement un module de rigidité et une résistance ultime élevés. Les fibres peuvent être en forme continue



ou en forme de copeaux à orientation aléatoire (1D, 2D ou 3D) incorporés dans une matrice, comme le montre la Figure 4.1.

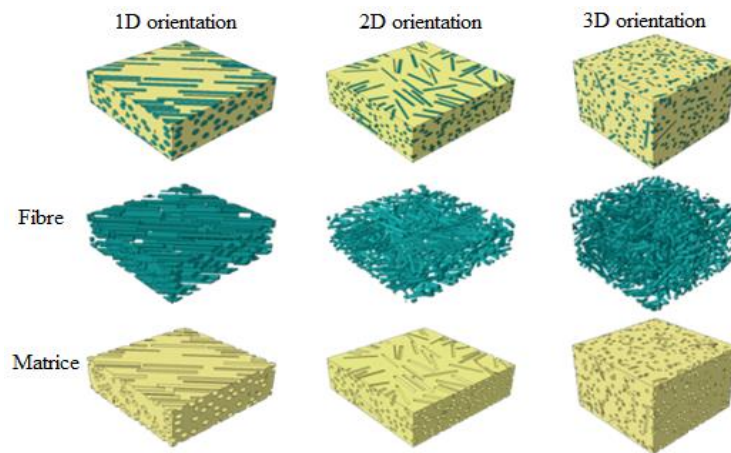


Figure 4.1: Renforts à orientations aléatoires (1D, 2D et 3D) incorporés dans une matrice organique

L'orientation des fibres peut être fixée, elle constitue un paramètre crucial qui affecte fortement la résistance mécanique. En effet, le principal intérêt des fibres longues est la possibilité de choisir leur orientation, ce qui permet de renforcer une pièce composite selon les directions dans lesquelles elle est la plus sollicitée. Quant à la matrice, ses rôles essentiels sont la liaison des fibres entre elles, la protection rudimentaire des fibres de l'endommagement, le transfert des contraintes aux fibres et la dispersion des fibres (Hollaway (1990) [2]).

Dans des applications navales avancées, les composites à fibres longues sont le plus souvent employés. Les fibres sont fabriquées en divers matériaux, mais les plus communs sont les fibres de carbone et de verre (Zhou et al. (2015) [3]). La Figure 4.2 présente une section d'un composite à fibres longues illustrant la combinaison fibre/matrice.

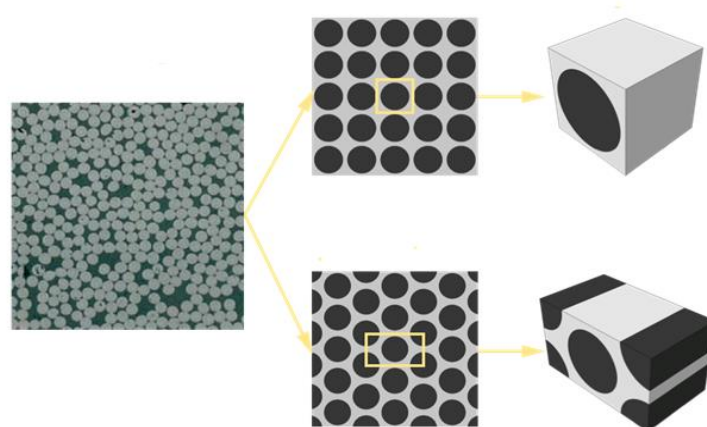


Figure 4.2: Section d'un composite à fibres longues

Dans le secteur naval, les matrices sont majoritairement constituées d'une résine ; le polyester, le vinylester et l'époxy en sont les constituants les plus communément utilisés. Les résines polyester et vinylester sont peu coûteuses mais produisent une forte émission de styrène pendant leur production. En revanche, les résines à base d'époxy sont plus chères mais offrent en général de meilleures propriétés mécaniques. Un stratifié composite est constitué d'un empilement de couches de fibres imprégnées dans une matrice. La direction des fibres peut varier à travers l'empilement des couches selon les propriétés mécaniques recherchées. Les stratifiés sont généralement minces et, par conséquent, ils ne résistent efficacement qu'aux sollicitations dans le plan (sollicitations en membrane). Pour concevoir des pièces rigides en flexion et en torsion, une autre technique couramment employée est celle des structures sandwichs (Green (1999) [4]).

#### 4.2.1 Les stratifiés

L'un des principaux avantages de l'utilisation des composites stratifiés est la possibilité d'adapter le stratifié pour atteindre les propriétés mécaniques voulues en faisant varier l'orientation et la position du pli par rapport à la séquence d'empilement (Figure 4.3).

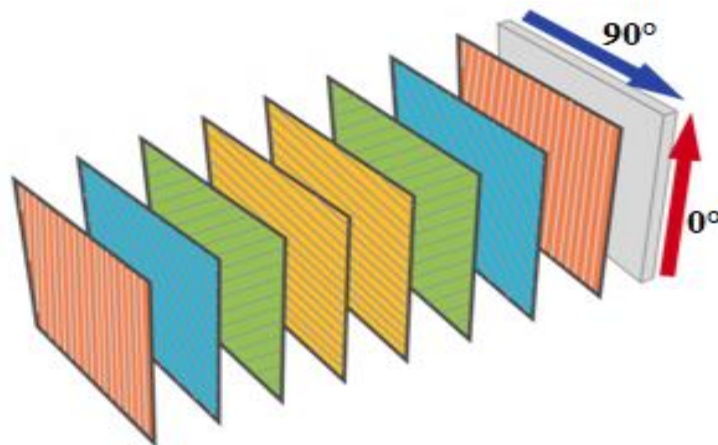


Figure 4.3: Couches successives d'un stratifié

Du point de vue de l'architecture finale, la technique de la stratification permet de concevoir des pièces structurales minces capables de résister à des efforts complexes et importants. En effet, le contexte d'application justifie le choix de la nature des fibres et de la séquence d'empilement. Ainsi, un stratifié peut être conçu en fonction des exigences de la structure. Les fibres du stratifié doivent être alignées dans la direction du chargement principal, de sorte que les fibres soient employées de manière efficace. De cette façon, une structure plus optimisée peut être conçue. Compte tenu des propriétés des fibres, de leur orientation et de l'empilement des couches, ces matériaux présentent donc généralement un comportement anisotrope ou quasi-isotrope (Figure 4.4).

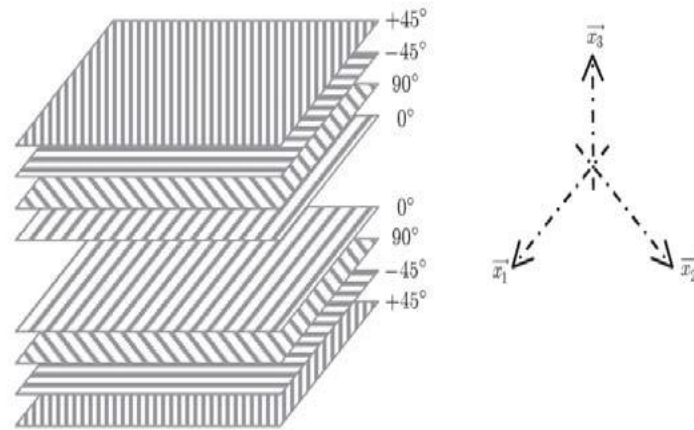


Figure 4.4: Exemple de composition d'un stratifié quasi-isotrope (Bois (2003) [5])

#### 4.2.2 Les structures sandwichs

Les composites sont principalement employés pour alléger considérablement le poids des structures. L'utilisation de la construction sandwich permet ainsi un gain de poids considérable par rapport à un stratifié. Les sandwichs sont constitués de deux couches stratifiées appelées peaux, séparées par une âme. Les panneaux sandwichs sont un moyen très efficace pour fournir une rigidité suffisante à la flexion tout en maintenant un poids plus léger par rapport à l'usage d'un stratifié (Figure 4.5). L'amélioration de la rigidité qui traduit le comportement en flexion d'un sandwich s'obtient en augmentant soit l'épaisseur de l'âme qui conduit à l'augmentation de son moment d'inertie, soit le module d'élasticité des peaux (Green (1999) [4]).

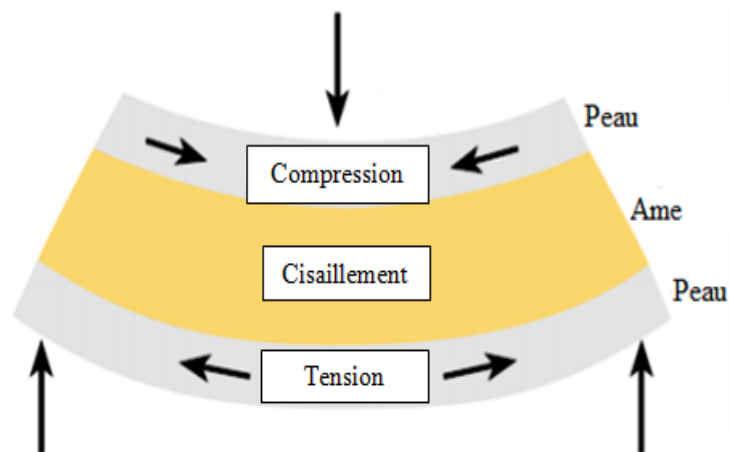


Figure 4.5: Structure sandwich sollicitée en flexion

Le tableau 4.1 présente une comparaison des caractéristiques mécaniques en flexion (rigidité et résistance) et des masses de trois structures composites réalisées par un producteur de structures composites (Hexcel (2013) [6]). Puisque l'âme du sandwich possède une faible densité, la masse du composite n'évolue pas de façon importante. Il est ainsi possible d'obtenir des pièces légères, résistantes et rigides en flexion et en torsion.




	<i>Stratifié</i>	<i>Sandwich 1</i>	<i>Sandwich 2</i>
			
Epaisseur	t	2t	4t
Rigidité relative	1.0	7.0	37.0
Résistance relative	1.0	3.5	9.2
Masse relative	1.0	1.03	1.06

Tableau 4.1: Comparaison des caractéristiques mécaniques en flexion (rigidité et résistance) et des masses de trois structures composites (un stratifié et deux sandwichs)

Le procédé de fabrication des stratifiés et sandwichs a un impact significatif sur la fraction volumique des fibres qui affecte considérablement la qualité d'une pièce composite. Par conséquent, le type de procédé de fabrication retenu affecte la résistance, la rigidité et le poids d'une structure composite. Dans le procédé de fabrication des structures composites, le matériau est conçu en même temps que la structure. Pendant la fabrication, il est donc possible d'inclure aux matériaux de base (fibres et résine) d'autres matériaux permettant ainsi d'améliorer certaines fonctions spécifiques. Un autre avantage des matériaux composites est également déduit : la possibilité de choisir le procédé de fabrication pour répondre aux exigences de conception, souvent limitées par des contraintes de poids et des conditions auxquelles les structures composites sont confrontées. Rappelons que dans le cas des hydroliennes, les conditions marines sont particulièrement sévères pour les matériaux composites. Cependant, il est opportun d'exposer quelques principes de mise en forme des structures composites par le biais de procédés qui restent toutefois singuliers à chaque application.

#### 4.2.3 Procédé de fabrication des stratifiés à matrice organique

Certains procédés de fabrication des composites sont plus adaptés à une production de cadence élevée, alors que d'autres procédés sont adaptés à une seule et unique production. Par conséquent, le choix de la méthode de fabrication a un impact sur chaque pièce composite conçue. Lors d'une production de grandes quantités de pièces composites, un procédé de fabrication plus coûteux pourrait être justifié. Étant donné que le choix du procédé de fabrication a un impact sur le coût, le poids et la qualité du produit, un procédé de fabrication bien approprié doit être choisi de façon à répondre aux conditions marines particulièrement drastiques pour les composites destinés au secteur des EMR. Pour ce dernier, il faut par exemple veiller à l'intégrité structurelle des pales et des tuyères d'hydroliennes.

Il existe de nombreux procédés de fabrication des composites à matrice organique. De manière générale, la fabrication s'effectue par moulage et comporte deux grandes étapes :

- Disposer les fibres et la matrice liquide dans un moule ;

- Solidifier la matrice.

Les problématiques majeures rencontrées lors d'un tel procédé sont d'assurer le remplissage sans bulles ou vides et de garantir la géométrie de la pièce. A cela s'ajoute la difficulté de dosage correct des deux constituants (fibres et matrice), primordial pour assurer de bonnes propriétés mécaniques. Pour y répondre, de nombreux procédés, qui diffèrent par la nature du moule (ouvert ou fermé) et le principe utilisé pour le remplissage, ont été proposés par les industriels. Les procédés les plus fréquemment utilisés sont le moulage au contact, le moulage par projection, le moulage sous vide, l'infusion de la matrice, le procédé RTM (Resin Transfer Molding) et l'enroulement filamentaire.

La Figure 4.6 présente un comparatif des procédés susmentionnés pour la mise en forme des composites à fibres longues et à matrice organique. Deux critères sont illustrés : la qualité des pièces qui va de pair avec les coûts de fabrication et la vitesse de production adaptée à la taille et à la cadence des séries. La partie gauche de la Figure 4.6 correspond aux procédés manuels, qui sont relativement lents et adaptés aux petites séries. L'enroulement filamentaire offre à la fois une bonne qualité mais nécessite de lourds investissements. Cette méthode est idéale aux grandes séries de production, tandis que le procédé RTM se situe à mi-chemin entre le procédé d'enroulement filamentaire et les procédés manuels tels que l'infusion. L'utilisation de ces procédés permet généralement la réalisation de pièces à formes complexes avec d'excellentes tolérances géométriques.

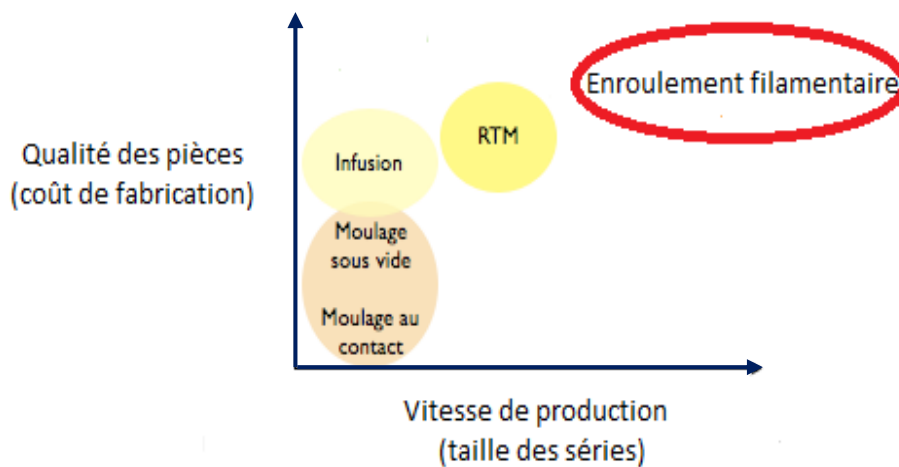


Figure 4.6: Principaux procédés de mise en forme des composites à fibres longues et à matrice organique

Les composites sont déjà largement utilisés pour concevoir les pales, le carénage et le mât des éoliennes (Figure 4.7). Les pales et le système de carénage de l'hydrolienne illustrée dans la Figure 4.8 sont des composants stratégiques qui, conçus en matériaux composites, présentent une très bonne résistance à la corrosion, tout en offrant une facilité de manutention pendant le cycle de vie pour la maintenance. Il est donc indispensable d'optimiser leurs procédés de fabrication pour, d'une part, apporter une réponse adaptée au rythme de production pouvant atteindre plusieurs milliers de pales par an lors d'une exploitation à l'échelle commerciale de la ressource, et d'autre part, répondre aux exigences de l'environnement marin qui reste

toutefois drastique par rapport à l'éolien. Par ailleurs, les stratifiés à fibres de verre sont non conducteurs, ce qui les rend idéals en tant qu'isolants au niveau des génératrices situées à l'intérieur du carénage.



Figure 4.7: Eolienne CITA (Compagnie Internationale de Turbines Atmosphériques) équipée de pales et un carénage en matériau composite (12kW pour 4m50 de diamètre. Cita-Wind [8])

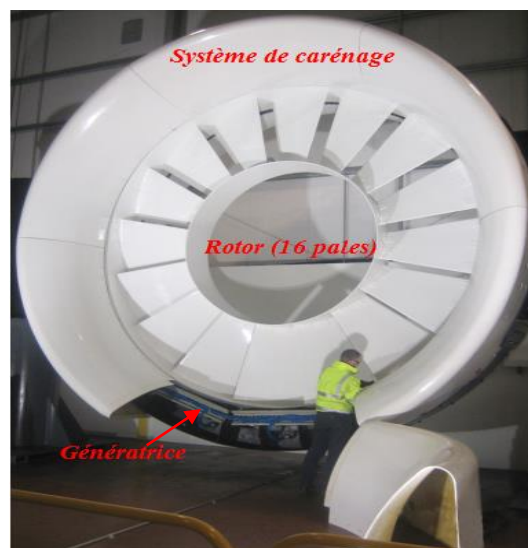


Figure 4.8: Rotor et système de carénage conçus en matériau composite de l'hydrolienne Open-Centre (Geraghty (2013) [7])

### 4.3 CONCEPTION DES STRUCTURES COMPOSITES

Lors de la fabrication d'une structure composite, le type de la combinaison fibre/matrice dépend de la structure souhaitée et de son application. Par exemple, pour les hydroliennes, les composites verre/époxy présentent des ratios « résistance/poids » et « rigidité/poids » satisfaisants à une telle application. Lorsqu'on regarde en détail les structures composites destinées au secteur des EMR, le Carbone/Epoxy présente un choix indéniable en raison des meilleurs ratios « résistance/poids » et « rigidité/poids » par rapport à un composite à base de



fibre de verre. Par ailleurs, le type du matériau affecte fortement le coût des installations gigantesques destinées au secteur des EMR, ce qui rend les composites verre/époxy et verre/polyester compétitifs aux autres composites à base de fibres de carbone. Toutefois, l'excellent rapport « qualité/prix » des fibres de verre fait qu'ils sont actuellement les plus utilisés pour la production de structures composites à matrice polymère. D'une manière générale, les fibres de verre présentent une résistance élevée à la rupture, une masse volumique faible (voisine de  $2,5 \text{ g/m}^3$ ) et une rigidité relativement plus faible que celle du carbone (Issac et Ishai (2006) [9]).

La Figure 4.9 présente des exemples de valeurs de résistance de trois composites unidirectionnels à matrice époxyde et à fraction égale en fibres.

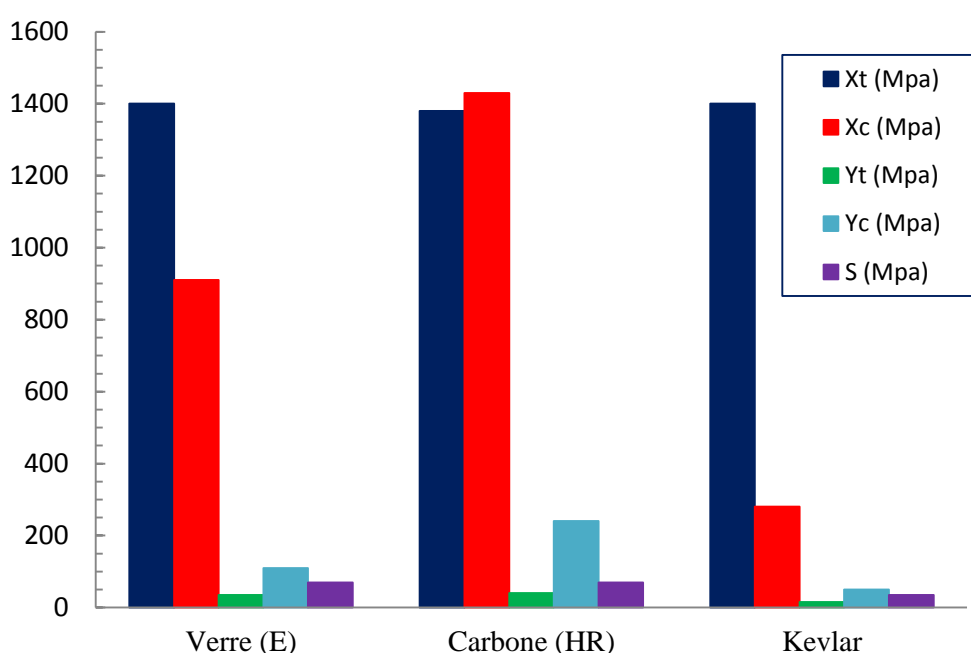


Figure 4.9: Caractéristiques à la rupture mesurées à fraction volumique constante (60%) en fibres sur divers composites à matrice époxyde (Issac et Ishai (2006) [9])

L'ensemble des valeurs des contraintes ultimes à la rupture :  $X_t, X_c, Y_t, Y_c$  et  $S$ , où :

- $X_t$  : résistance en traction longitudinale ;
- $X_c$  : résistance en compression longitudinale ;
- $Y_t$  : résistance en traction transversale ;
- $Y_c$  : résistance en compression transversale ;
- $S$  : résistance en cisaillement.

doivent être considérées lors du dimensionnement des structures composites pour répondre aux exigences de la conception.

Il y a de nombreux paramètres pouvant affecter le coût, la qualité et le poids d'une structure composite. En prenant en compte simultanément ces paramètres lors de la phase de

conception d'une structure composite, une optimisation vis-à-vis des propriétés mécaniques, du poids et du coût pourrait être réalisée (Figure 4.10).

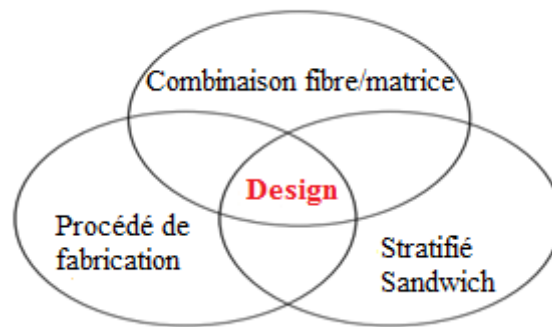


Figure 4.10: Paramètres affectant la conception d'une structure composite

## 4.4 LES COMPOSITES EN CONSTRUCTION NAVALE

Réaliser des structures composites en construction navale présente les nombreux avantages que nous avons cité au début du chapitre, mais aussi quelques difficultés dues principalement à la nouveauté d'usage des composites, particulièrement dans le secteur des EMR. Le principe de fonctionnement d'une hélice marine reste similaire à celui d'une hydrolienne, il est donc judicieux d'exposer quelques réalisations faisant appel aux composites pour concevoir des hélices marines de propulsion, et par la suite étendre notre recherche aux hélices de génération de puissance (les hydroliennes).

### 4.4.1 Hélice marine en matériaux composites

Même si quelques études de développement ont été et sont encore menées pour mettre au point des hélices en matériaux composites, très peu de réalisations ont jusqu'à présent vu le jour. Selon notre point de vue, l'intérêt majeur d'envisager des hélices en composite réside dans :

- Le gain de masse ;
- L'absence de corrosion ;
- L'amélioration des propriétés acoustiques ;
- La limitation des coûts de fabrication et d'usinage par rapport aux solutions métalliques classiques comme le bronze, le laiton et l'aluminium.

La conception d'hélices marines en matériaux composites est un défi technologique pour les héliciers et très peu de littérature existe dans ce domaine. Néanmoins, les avantages significatifs de l'utilisation des polymères renforcés de fibres longues justifient l'utilisation des composites pour la fabrication d'hélices marines. Alors que le coût des matériaux, qui ne représente qu'une partie du coût total d'un projet d'hélice, devient de plus en plus important, le choix du matériau constitue une étape cruciale et les composites deviennent intéressants. La conception d'une hélice marine consiste à trouver un compromis entre performances hydrodynamiques et résistance mécanique que les composites sont capables de fournir.



Comme la géométrie des hélices augmente en complexité pour atteindre de meilleures performances hydrodynamiques, il devient envisageable de les fabriquer en matériaux composites pour éviter des coûts d'usinage supplémentaires et inévitables lors de l'utilisation des alliages métalliques.

En plus des avantages liés au procédé de fabrication, il existe d'autres avantages qui ne sont pas possibles avec les matériaux usuels classiques. Par exemple, le comportement des pales en composite pourrait être hydro-élastique, et par conséquent, contrôler le comportement élastique des pales serait possible. Cependant, la loi de pas de l'hélice change en fonction de la déflexion des pales. Cette propriété a des implications importantes sur les performances globales de l'hélice. Searle (1993) [10], dans une étude générale sur l'usage des hélices en composite, révèle les avantages suivants :

- Résistance à la corrosion ;
- Fabrication à vitesse supérieure ;
- Nouvelles possibilités de fixation des pales sur l'arbre ;
- Gain significatif en masse (jusqu'à 75% par rapport à un alliage métallique) ;
- Réduction des vibrations et de la signature acoustique ;
- Réduction de l'endommagement causé par la cavitation ;
- Maintenance plus facile ;
- Bonne résistance à la fatigue ;
- Durée de vie supérieure à celle des métaux.

La viabilité des hélices marines composites a été démontrée pour les petites embarcations. Cependant, le défi actuel consiste à concevoir des hélices composites plus grandes et convenables à la propulsion des navires. A cette fin, plusieurs travaux ont été menés pour le développement d'hélices marines composites à grands diamètres. Parmi les études les plus significatives à cet effet, on peut citer celles du centre de fabrication des composites à haute performance de l'Université de Plymouth où une gamme d'hélices marines en matériaux composites a été analysée et caractérisée.

Searle (1998) [11] a exploré l'utilisation des polymères renforcés de fibres de verre pour la fabrication d'hélices marines. Quatre modèles d'hélices, parmi lesquelles la plus grande atteint un diamètre de 660 mm, ont été conçus en composite pour mener une campagne d'essais sur chacune d'elles. Les essais ont été menés en bassin sur une hélice composite tripale d'un diamètre de 500 mm (Figure 4.11). Les expériences ayant pour objectif l'estimation des performances hydrodynamiques ont démontré qu'une force de poussée identique à celle d'une hélice traditionnelle en bronze était générée. Par la suite, d'autres études ont été menées par le même auteur pour étudier les possibles avantages hydrodynamiques qui pourraient être obtenus en faisant varier l'orientation des stratifiés constituant les pales, mais aucun document n'a été publié.



Figure 4.11: Hélice composite tripale testée par Searle (1998) [11]

Marsh (2004) [12] expose quelques études réalisées sur des hélices composites plus grandes que celles testées par Searle (1998). Parmi elles, on retrouve l'hélice de 2.9 m de diamètre conçue par l'organisation de recherche QinetiQ : l'hélice est dotée de cinq pales en composite hybride contenant des fibres de verre et de carbone ; l'hélice est montée sur un moyeu en bronze (Figure 4.12). Les résultats ont démontré une résistance des pales supérieure à ces mêmes pales fabriquées en bronze, avec un gain de poids estimé à 20% et une bonne résistance à l'impact et à la cavitation. L'auteur prédit que les hélices composites présentent un coefficient de frottement hydrodynamique plus faible, diminuant considérablement les vibrations.



Figure 4.12: Campagne d'essais sur une hélice marine en composite. Etude menée par le groupe de recherche QinetiQ (Marsh (2004) [12])

D'autres travaux par la suite ont été menés pour étudier les performances des hélices composites. Li et al. (2009) [13] ont testé numériquement et expérimentalement l'effet de deux séquences d'empilement sur les performances hydrodynamiques d'une hélice composite à pas variable (Figure 4.13 et Figure 4.14). La première séquence d'empilement est quasi-isotrope tandis que la seconde est obtenue par un algorithme d'optimisation. La déformation et le rendement de l'hélice sont calculés de manière itérative en utilisant respectivement un code de calcul éléments finis et un programme basé sur la théorie de la surface portante, ceci jusqu'à convergence des résultats. Leurs mesures expérimentales correspondent à la même

tendance que les calculs numériques et confirment l'optimisation de l'orientation des plis obtenue avec l'algorithme d'optimisation.



Figure 4.13: Hélice marine en composite à pas variable (Lin et al. (2009) [13])

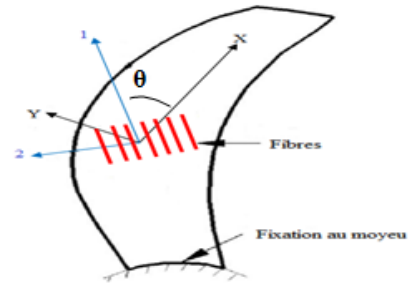


Figure 4.14: Angle d'orientation des fibres d'une pale d'hélice marine en composite (Lin et al. (2009) [13])

Blasques et al. (2010) [14] ont étudié une hélice marine en composite de taille moyenne (4.4 m de diamètre), conçue en carbone/époxy. Leur étude porte sur l'adaptation de l'orientation des fibres pour contrôler la déformation élastique des pales et également estimer la poussée développée par l'hélice. Les auteurs présentent un modèle hydro-élastique doté d'un critère de rupture (critère de Tsai-Wu) pour vérifier l'intégrité structurelle de l'hélice. Les résultats du modèle affichent l'obtention d'une stratification optimale qui minimise la consommation en carburant de 1.25% lorsque l'hélice fonctionne à son paramètre d'avance (la définition de ce paramètre est donnée au tableau 2.2 du chapitre 2) et un gain de masse de 25% en comparaison avec une hélice métallique.

#### 4.4.2 Hélice de génération de puissance (hydrolienne) en matériaux composites

Les composites présentent de nombreux avantages pour la fabrication de structures sous-marines, comme les pales des hydroliennes et les dispositifs de récupération de l'énergie de la houle. Ils confèrent à ces structures la robustesse, la résistance aux pressions colossales et à la corrosion, la flottabilité et la rentabilité requises.

Bien que la génération d'électricité à partir des courants marins soit relativement récente, il existe déjà quelques prototypes d'hydroliennes en mer en phase d'expérimentation. Dans le projet Seaflow de Marine Current Turbines (MCT), une hydrolienne de 300 kW avec deux pales en composite a été immergée près de la côte du Devon en Angleterre en juin 2003. Les pales sont fabriquées à partir d'un noyau central de 65 mm d'épaisseur en carbone/époxy recouvert d'une enveloppe en verre/époxy (Davies et al. (2011) [15]). En 2008, le projet SeaGen a remplacé Seaflow et une double-turbine de puissance 1.2 MW a été immergée en Irlande (Figure 4.15), avec une conception similaire à celle de Seaflow mais avec des pales plus longues de 8 m, Fraenkel (2010) [16] ; plus de 350 MWh d'électricité avaient été fournis au réseau électrique. Une nouvelle génération d'hydroliennes proposée par MCT a été par la

suite présentée, promettant ainsi une puissance de 2 MW grâce à des pales réalisées en matériaux composites et ayant un diamètre plus important de 20 m (Figure 4.16).

Aux Etats Unis dans le projet RITE (Verdant Power [17]), six turbines de 5m de diamètre avec des pales en composites ont été installées en 2007 dans l'East River à New York par la firme Verdant Power (Figure 4.17 et Figure 4.18). Suite à quelques ruptures des pales, la conception a dû être modifiée.



Figure 4.15: Hydrolienne MCT double rotor (Pales en composite de 8m de long et une puissance de 1.2 MW)



Figure 4.16: Nouvelle génération de l'hydrolienne MCT (Pales en composite de 10m de long et une puissance de 2MW)

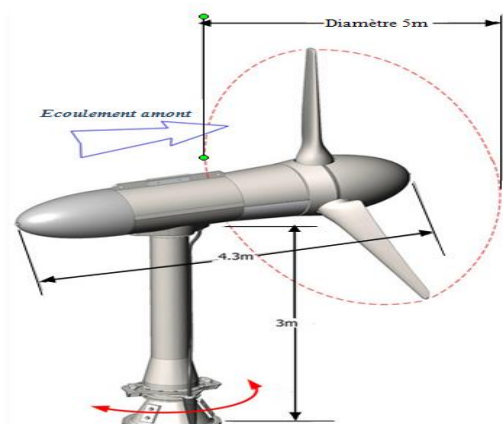


Figure 4.17: Dimensions de l'hydrolienne du projet RITE (pales en composite de 5m de long)



Figure 4.18 : Prototype de l'hydrolienne Verdant Power dotée de pales en composite

Des pales et un carénage en composite sont également employés sur l'hydrolienne Open-Centre d'Open Hydro (Figure 4.19). Cette turbine possède un diamètre de 20m, produisant 2MW de puissance. De récentes informations font état de la rupture de toutes les pales lors des essais dans une zone à fort courant marin au Canada. Ceci prouve la sévérité de l'environnement auquel les composites sont confrontés, d'où la nécessité de dimensionner correctement les pales et le système de carénage qui doivent résister à un environnement marin hostile.





Figure 4.19: Pales et carénage en composite de l'hydrolienne Open-Centre d'OpenHydro

Les pales de l'hydrolienne AR1000 (Figure 4.20) de la firme Atlantis sont conçues à partir d'un composite Verre/Epoxy et réalisées par un procédé d'infusion de la résine (Atlantis Resources [18]). La même firme propose une nouvelle génération d'hydroliennes dotées d'un carénage en composite (Figure 4.21).



Figure 4.20: Pales en composite de l'hydrolienne Atlantis (série AR, 1MW de puissance)



Figure 4.21: Pales et carénage en composite de l'hydrolienne Atlantis série AS

Les fibres sont orientées le long des pales pour garantir une rigidité axiale suffisante à l'implantation. En effet la zone de jonction entre le premier profil hydrodynamique et le moyeu est une zone de transition sensible aux chargements. Cependant, les fibres sont disposées de façon à ce que le stratifié possède une rigidité axiale suffisante.

L'utilisation des matériaux composites rencontre un large champ d'applications et d'autres parties de ces hydroliennes en matériaux composites sont en cours de réalisation. L'entreprise Gurit a conçu un prototype d'hydrolienne entièrement construit en matériaux composites et qui est en phase d'expérimentation en mer (Menaga (2008) [19]). Pour ce type d'application et compte tenu de l'environnement marin hostile, le dimensionnement des structures composites est une tâche cruciale dans un projet de conception d'hydrolienne. Ainsi, le développement d'outils numériques et de modèles de comportement robustes dédiés aux composites devient une tâche incontournable.

## 4.5 ENDOMMAGEMENT DES COMPOSITES

L'objectif de cette partie est de présenter les différents types d'endommagement pouvant se développer dans une structure composite. Comme pour la plupart des matériaux, l'endommagement des composites est dû principalement aux hétérogénéités qui engendrent des zones de concentration de contraintes. L'hétérogénéité et l'anisotropie des matériaux composites rendent les mécanismes d'endommagement nombreux et complexes. Ces endommagements peuvent apparaître très tôt durant le cycle de vie d'une structure composite et engendrer des zones d'amorçage de ruptures macroscopiques, fortement préjudiciables à l'intégrité structurelle.

Le comportement des composites sous sollicitation mécanique ainsi que leurs mécanismes de dégradation conduisant à la rupture dépendent fortement de la nature des constituants et de l'architecture de la préforme fibreuse. Il est donc difficile de mettre en évidence un comportement unique et global pour l'ensemble de ces matériaux. Néanmoins, des études assez complètes issues de la littérature mettent en avant un certain nombre de points communs. Les mécanismes élémentaires amenant à la rupture d'un stratifié sont :

1. Fissuration de la matrice ;
2. Décohésion fibre-matrice ;
3. Rupture des fibres ;
4. Délaminage.

On propose de mettre en évidence ces différents mécanismes, amenant à la création de zones de décohésion et conduisant ainsi à l'endommagement d'une structure composite.

### 4.5.1 Fissuration de la matrice

La fissuration de la matrice (Figure 4.22) peut se produire soit par fissuration transversale lorsque la contrainte en traction dans la matrice atteint la contrainte à la rupture, soit par fissuration longitudinale lorsque la contrainte de cisaillement dans la matrice atteint la contrainte à la rupture en cisaillement (Berthelot (2005) [20]). En effet, ce mécanisme d'endommagement intervient en premier lieu du fait de la faible rigidité de la matrice.

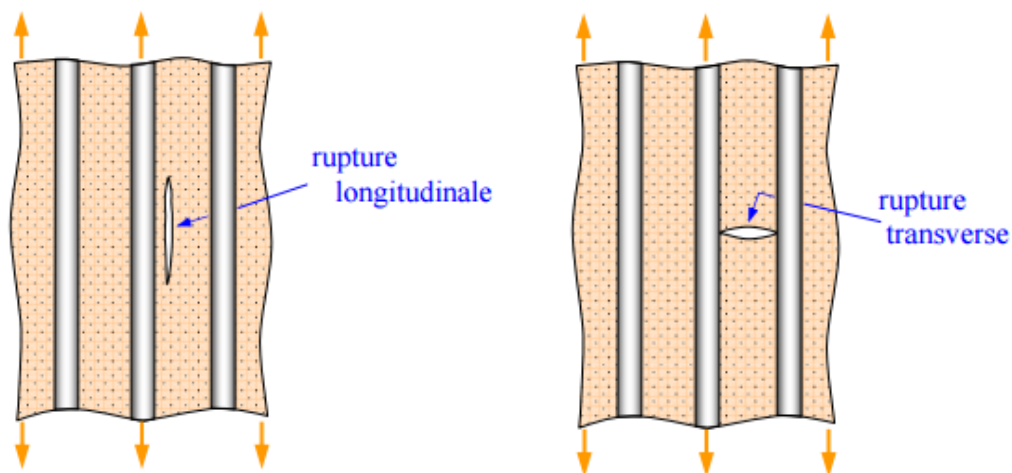


Figure 4.22: Rupture longitudinale et transversale de la matrice

### 4.5.2 Décohésion fibre-matrice

Pour les résines présentant une importante déformation à la rupture, l'interface fibres-matrice constitue une zone vulnérable à l'intérieur des plis. L'endommagement peut naître à l'interface fibre-matrice où une décohésion peut se propager en suivant l'orientation de la fibre, comme illustré à la Figure 4.23. Deux des paramètres qui conditionnent ce phénomène sont la nature et la qualité de l'ensimage appliqué à la fibre ainsi que la compatibilité de la fibre par rapport à la matrice.

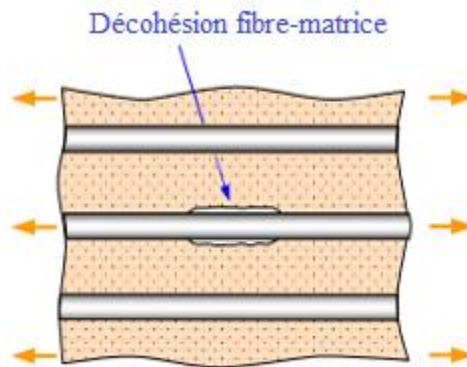


Figure 4.23: Endommagement dû à une décohésion fibre-matrice

La décohésion fibre-matrice, généralement induite par des contraintes locales de cisaillement, se propage le long des fibres jusqu'à donner naissance à des fissures dans la direction transversale (Figure 4.24).

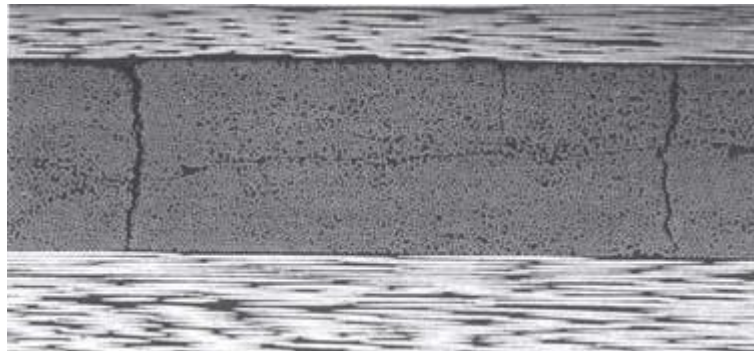


Figure 4.24: Fissuration transversale induite par une décohésion fibres-matrice dans un stratifié (carbone-époxy) soumis à une tension (Aussedat-Yahia (1997) [21])

### 4.5.3 Rupture des fibres

La cassure des fibres intervient lorsque la contrainte dans une fibre atteint la contrainte à la rupture de la fibre. La rupture des fibres intervient souvent, par définition du renfort, à un stade avancé de l'endommagement et généralement d'une manière brutale (Figure 4.25). La cassure de la fibre de plus faible résistance engendre un transfert des efforts sur les fibres

voisines qui, surchargées, vont se rompre à leur tour (Desrumaux et al. (2000) [22], Nechad (2004) [23]).

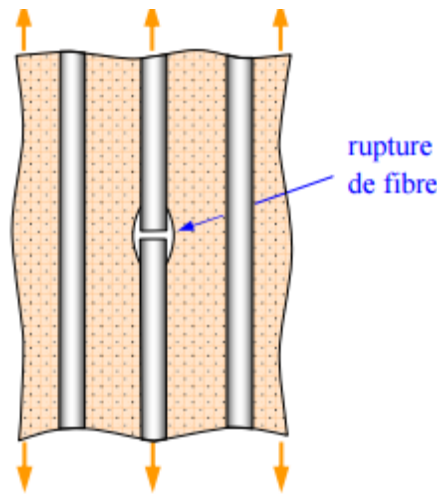


Figure 4.25: Endommagement dû à une cassure de fibre

La Figure 4.26 présente une observation par fractographie de la rupture des fibres dans un stratifié carbone/époxy, réalisée par Spiessberger et al. (1998) [24].



Figure 4.26: Observation par fractographie de la rupture des fibres dans un stratifié carbone-époxy (Spiessberger et al. (1998) [24])

#### 4.5.4 Délaminage

L'anisotropie provoque des concentrations de contrainte, notamment à l'interface entre deux plis d'orientations différentes, provoquant ainsi des décohésions entre les plis. Contrairement aux trois mécanismes présentés précédemment, le délaminage ou la décohésion inter-plis correspond en revanche à une dégradation d'ordre macroscopique, dans la mesure où cette dernière est généralement visible à l'œil nu. Les porosités générées au sein de la préforme par l'empilement des couches constituent évidemment un des facteurs aggravants pour ce phénomène. Le délaminage s'amorce dans les zones de fort gradient de contraintes, comme les bords libres d'une structure ou au voisinage des défauts macroscopiques, pour progresser



ensuite en séparant les couches (Figure 4.27). Ce mécanisme d'endommagement contribue largement à la dégradation des propriétés mécaniques des structures composites. Notons que dans le cas de structures composites impactées, le délaminage est fortement couplé à la fissuration matricielle (Compston et al. (2006) [25]).



Figure 4.27: Micrographie d'une section d'un stratifié carbone-époxy (Godescu (2011) [26])

La Figure 4.28 récapitule les différents mécanismes de dégradation présentés précédemment et leurs échelles correspondantes. En effet, les modes de rupture dépendent principalement de la stratification et de la direction du chargement par rapport à l'orientation des fibres. Outre le type de la sollicitation appliquée (statique ou dynamique, direction, vitesse,...etc.), l'évolution de ces endommagements est fortement conditionnée par différents paramètres, parmi eux :

- La nature et les propriétés des constituants (renfort et matrice) ;
- Les propriétés des interfaces ;
- L'arrangement géométrique (orientation des plis et séquence d'empilement) ;
- Le procédé de fabrication (porosité initiale et fraction volumique des fibres).

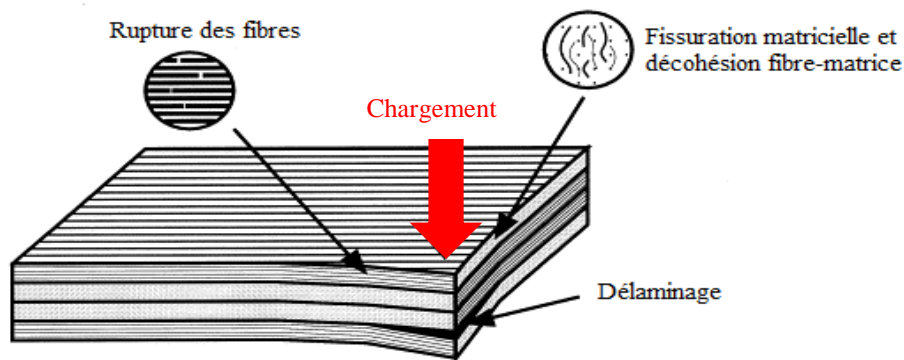


Figure 4.28: Mécanismes d'endommagement dans les stratifiés (Ladevèze et al. (2000) [27])

En ce qui concerne l'endommagement des structures sandwichs, les peaux présentent des endommagements similaires à ceux d'un stratifié. Green (2013) [28] explique que l'interface peau-âme constitue une zone sensible à la décohésion (Figure 4.29), conduisant généralement à une fissuration transversale de la matrice (Figure 4.30).

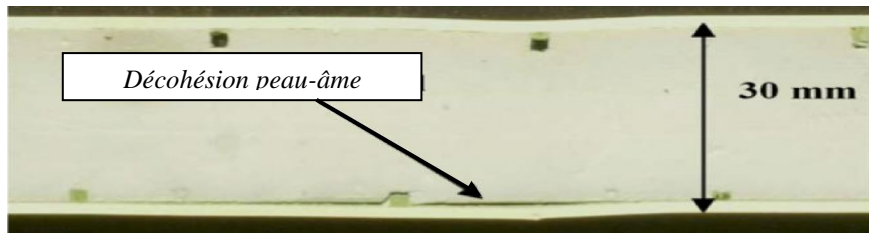


Figure 4.29: Décohésion peau-âme dans un sandwich de 30mm d'épaisseur (Greene (2013) [28])

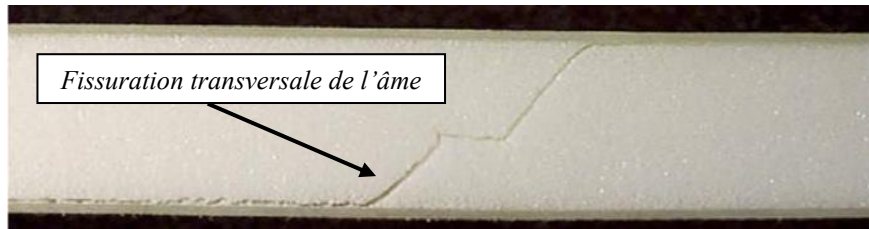


Figure 4.30: Fissuration transversale de l'âme (Greene (2013) [28])

## 4.6 ECHELLES DE MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES

Les matériaux composites sont des matériaux multi échelles par nature. Pour modéliser une structure composite, il est important de préciser à quelle échelle on se place. On distingue généralement trois échelles :

- **L'échelle micro** ou *échelle des constituants élémentaires* : on modélise les fibres et la matrice ; sa taille caractéristique est le diamètre d'une fibre (quelques microns) ;
- **L'échelle méso** ou *échelle des constituants intermédiaires* tels un pli : à cette échelle, on ne distingue plus les fibres et la matrice au sein des plis (c'est-à-dire qu'on modélise ces derniers par des milieux homogènes) ; et sa taille caractéristique est l'épaisseur du pli (quelques dixièmes de millimètre) ;
- **L'échelle macro** ou *échelle de la structure* (qu'il s'agisse d'un stratifié ou d'un assemblage plus complexe) ; à cette échelle, on ne modélise aucun constituant élémentaire ou intermédiaire :
  - Soit on modélise la structure par un milieu homogène ; et sa taille caractéristique est généralement de l'ordre du centimètre, voire beaucoup plus grande pour les structures de grande dimension,
  - Soit on procède à la modélisation des différents plis qui composent la structure.

Ainsi, la modélisation des composites peut soit se faire à ces différentes échelles, soit en établissant un lien direct par homogénéisation entre celles-ci (Figure 4.31).

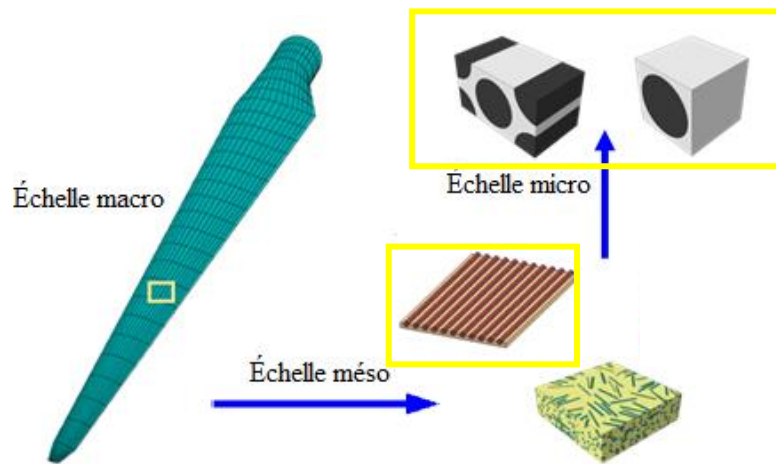


Figure 4.31: Différentes échelles de modélisation d'une pale d'éolienne en composite

La simulation de l'endommagement et du comportement d'une structure composite demande parfois l'usage des trois échelles citées ci-dessus. Lorsque le composite commence à se dégrader, la simulation recourt à des méthodologies multi-échelles et coûteuses. Toutefois, les capacités de calcul actuelles rendent réhabilitaire l'analyse d'une structure composite à l'échelle microscopique.

## 4.7 MODELISATION DE L'ENDOMAGEMENT DES STRUCTURES COMPOSITES

La prévision de l'endommagement des structures composites reste un challenge pour les bureaux d'étude et représente l'un des principaux aspects de la recherche actuelle. Les concepts de matériau et structure qui sont distincts et indépendants l'un de l'autre dans les processus traditionnels de dimensionnement, deviennent étroitement liés dans le dimensionnement des structures composites. Un état de l'art des différentes approches actuellement utilisées pour la prédiction de l'endommagement des composites est présenté dans cette section.

Cette section porte principalement sur un examen de l'ensemble des approches actuellement disponibles en matière de prévision des dégradations des structures composites. L'intégration de l'endommagement et de la ruine des composites dans la modélisation numérique est problématique et a fait l'objet de nombreux travaux de recherche (Marcin (2010) [29], Godescu (2011) [26] et Abisset (2012) [30]). Au cours des dernières années, on a assisté à des avancées remarquables dans la compréhension des mécanismes de ruine des composites. Contrairement à ceux des matériaux métalliques traditionnels, les mécanismes d'endommagement des composites seraient composés d'une série de microfissures de différentes échelles et de caractéristiques diverses. Pour schématiser et selon nos constatations, la modélisation de la ruine des composites se base essentiellement sur trois approches principales :

- 1) Approches basées sur des critères d'initiation à la ruine ;
- 2) Approches basées sur la Mécanique de l'Endommagement ;

### 3) Approches basées sur la Mécanique de la Rupture.

Chaque approche est expliquée en détail dans les paragraphes suivants.

#### 4.7.1 Approches fondées sur des critères d'initiation à la ruine

Les théories de ruine des composites basées sur ces approches servent principalement à repérer le moment de l'initiation de l'endommagement suivant chaque mode de rupture. Ces approches constituent une application des théories de ruine des matériaux isotropes, mais tiennent compte des caractéristiques d'anisotropie des composites. Les différents dommages des composites illustrés précédemment dans la section 4.5 peuvent être estimés par calcul d'une contrainte, d'une déformation ou d'un effort équivalent. Les critères de ruine sont ainsi définis par un ensemble d'équations polynomiales dont les termes sont les contraintes ou les déformations en deux ou trois dimensions, et les propriétés intrinsèques du composite. Lorsque le critère est atteint, l'intégrité du matériau n'existe plus et il y a ruine locale du milieu.

Il existe un très grand nombre de travaux sur les critères de ruine des matériaux composites. Parmi les plus récents, on peut citer les publications de Christensen (2001) [31], Paris (2001) [32] et Hinton et al. (2004) [33] [34], qui ont permis d'effectuer un certain tri des différents critères. Les théories relatives aux stratifiés les plus couramment utilisées sont : la théorie de Tsai-Wu (1971) [35], l'approche bidimensionnelle de Hashin (1973) [36] et l'approche tridimensionnelle de Hashin (1980) [37], Chang-Chang (1987) [38], Christensen (1997) [39] et Puck (1998) [40]. L'objectif ici n'est pas d'en dresser une liste exhaustive mais plutôt d'exposer les critères les plus fréquemment employés en dimensionnement des structures composites.

Le Tableau 4.2 récapitule quelques caractéristiques des critères susmentionnés. Ces critères sont généralement basés sur une décomposition de la ruine en différents modes de rupture. Hashin considère quatre modes de rupture : rupture de la fibre en traction et en compression et rupture de la matrice en traction et en compression. L'avantage de ce critère est la mise en évidence des principaux modes de ruine opérant dans un stratifié. Chang-Chang considère deux modes de ruine : la décohésion fibre-matrice couplée à la rupture de la fibre, et la fissuration de la matrice. Christensen explique que la rupture de la matrice pourrait être présentée par un seul mode et qu'en revanche deux modes sont nécessaires pour représenter la ruine de la fibre. Plus tard, Puck propose un critère similaire à celui de Hashin mais en considérant sept modes distincts représentatifs des dégradations non linéaires de la matrice. Quant au critère de Tsai-Wu, il présente l'inconvénient de ne pas pouvoir distinguer les modes de ruine et suppose un seul mode global pour l'ensemble des dégradations. Cette limitation l'exclut donc pour une utilisation après l'apparition des premiers dommages. Les paramètres matériaux dans le Tableau 4.2, affectés à chaque mode, désignent les propriétés du matériau, caractérisant les résistances ultimes suivant les directions orthotropes du composite et les facteurs intrinsèques mesurés expérimentalement.

	<i>Matrice</i>		<i>Fibre</i>		<i>Total</i>	
	Mode de ruine	Paramètre matériau	Mode de ruine	Paramètre matériau	Mode de ruine	Paramètre matériau
Tsai-Wu (1971)	0	0	0	0	1	7
Hashin 2D (1973)	2	4	2	3	4	6
Chang-Chang (1987)	1	2	1	2	2	3
Christensen (1997)	1	3	2	2	3	5
Puck (1998)	7	7	2	2	9	9

Tableau 4.2: Critères des différentes théories de rupture illustrant les différents modes ainsi que les paramètres matériaux considérés

Les différents critères présentés dans le Tableau 4.2 prédisent uniquement le début de l'endommagement, appelé initiation ou amorçage dans la plupart des études traitant la ruine des structures composites.

Selon la théorie de la Mécanique de l'Endommagement, aucune dégradation ni suppression d'un élément ne survient si l'algorithme traitant la ruine n'est pas défini dans le modèle numérique. On peut partir du principe que la ruine d'un composite est supposée avoir soit un comportement fragile (la rigidité est alors réduite à zéro de façon brutale dans chaque élément où le critère considéré dans le modèle est atteint), soit un comportement dommageable progressif où la rigidité diminue à chaque incrément de temps du calcul (ce dernier nécessite alors un traitement numérique permettant la modélisation de l'adoucissement). Ainsi, la perte de rigidité est traitée plus rigoureusement par des approches reposant sur les concepts de la Mécanique de l'Endommagement ou la Mécanique de la Rupture.

Dans ce qui suit, on propose d'éclairer les approches basées sur la Mécanique de l'Endommagement et la Mécanique de la Rupture, à travers certains points qui nous semblent cruciaux dans la modélisation du comportement élastique-dommageable des structures composites.

#### 4.7.2 Approches basées sur la Mécanique de l'Endommagement

Sous l'action d'un chargement mécanique, l'apparition des dommages se traduit par une perte de la rigidité initiale du matériau. La Mécanique de l'Endommagement considère les effets de ces dégradations au niveau macroscopique. Cette approche repose sur une vision progressive de l'endommagement (appelée aussi adoucissement) au sein du matériau, contrairement à la Mécanique de la Rupture qui s'intéresse à un défaut discret ayant une géométrie bien définie.

Depuis quelques décennies, la Mécanique de l'Endommagement a réalisé des progrès remarquables. Les mécanismes d'endommagement sont de plus en plus appliqués au comportement des matériaux anisotropes et en particulier aux composites. Le concept fondamental de cette approche consiste à remplacer une microfissure par une zone de dégradation de raideur. Ainsi, on introduit des variables d'endommagement sous forme scalaire, souvent associées aux différents modes de rupture orientés par la nature fibreuse du

composite (Ladeveze et Le Dantec (1992) [41]), ou sous forme tensorielle, généralement du second ordre, pour caractériser les endommagements dont l'orientation dépend du chargement, soit la fissuration matricielle essentiellement (Maire et Lesne (1998) [42]). Les variables d'endommagement traduisent l'ensemble des séries de dégradation, depuis l'initiation jusqu'à la ruine complète. Ces variables doivent refléter dans leur forme mathématique les aspects essentiels des mécanismes microstructuraux de l'endommagement. Ainsi, des équations constitutives de l'adoucissement sont proposées, dont les termes principaux sont les déplacements au moment de l'amorçage du dommage (déplacement initial) et à la ruine de la structure (déplacement final).

Krajcinovic (2000) [43] a publié un bilan des dernières avancées en Mécanique de l'Endommagement des matériaux et des domaines de recherche à développer. Les fondements de la Mécanique de l'Endommagement ont été introduits initialement par Kachanov (1958) [44], qui était parti d'une hypothèse selon laquelle la perte de rigidité attribuée aux microfissures pouvait être mesurée par un paramètre de dégradation macroscopique, ceci afin d'établir un lien entre la rupture totale de la structure et l'endommagement progressif au sein du matériau. Krajcinovic et Fonseka (1981) [45] ont réussi à pondérer le comportement de microfissures non homogènes dans un volume élémentaire représentatif du matériau, décrit par un tenseur de déformations plastiques macroscopiques.

Les modèles d'endommagement ont été développés aussi bien pour des matériaux isotropes que pour des matériaux anisotropes. Dans tout ce qui suit, notre intérêt sera fixé sur l'utilisation de cette approche aux matériaux composites. On distingue les modèles d'endommagement selon leur nature (scalaire, tensoriel d'ordre 2 ou 4) et le nombre de variables considérées. Dans le cas des composites, lorsque l'endommagement se propage selon des directions privilégiées et connues, un modèle d'endommagement comportant plusieurs variables scalaires peut être mis en œuvre. Les variables d'endommagement tensorielles sont en revanche utilisées lorsque l'endommagement présente un aspect directionnel non prédéfini, c'est-à-dire lorsque l'endommagement est orienté d'une façon aléatoire.

L'une des premières applications de la Mécanique de l'Endommagement aux matériaux composites fut l'étude réalisée par Talreja (1985) [46], dans laquelle un modèle d'endommagement était appliqué à un stratifié. Ce modèle a été développé pour prédire la réduction de la rigidité des plis d'un stratifié et s'est avéré conforme aux mesures expérimentales. Plus tard, Frantziskonis (1988) [47] a proposé un modèle dans lequel la propagation de l'endommagement prend une forme tensorielle. Des essais de tension et de compression ont été exploités pour caractériser l'effet de l'endommagement et effectuer ainsi une comparaison avec le modèle théorique proposé. Yang et Engblom (1995) [48] ont développé un modèle reposant sur un mécanisme simple d'endommagement pour prédire la dégradation des plis d'un composite en considérant uniquement la fissuration de la matrice. Randles et Nemes (1992) [49] ont développé un modèle contenant une variable d'endommagement représentatif du délaminage. Ce dernier était identifié comme un mode de ruine critique des stratifiés épais.

Matzenmiller et al. (1995) [50] ont développé un modèle d'endommagement rigoureux constitutif des dommages, pour décrire le comportement adoucissant des composites renforcés par des fibres longues. Dans ce modèle, les auteurs ont introduit quatre variables d'endommagement correspondant aux quatre modes de ruine considérés par Hashin et Rotem (1973) (section 4.7.1). En s'appuyant sur l'hypothèse de contraintes planes, les auteurs de ce modèle ont établi une relation entre la contrainte effective (contrainte avec prise en compte des dommages) et la contrainte initiale, à l'aide d'un opérateur d'endommagement de quatrième ordre.

Williams et Vaziri (2001) [51] ont proposé un modèle d'endommagement comportant l'initiation et une progression exponentielle des dommages pour améliorer la prédiction de la dégradation des structures composites sous sollicitations dynamiques. Ce modèle combine le critère de rupture proposé par Chang-Chang (1987) et l'adoucissement traduisant l'évolution du dommage tel qu'il a été présenté par Matzenmiller et al. (1995) (Figure 4.32). Les auteurs ont implémenté ce modèle dans le code LS-DYNA [52]. Ce modèle, bien adapté à une implémentation dans un code de calcul éléments finis, est semblable à celui implémenté par Lapczyk et Hurtado (2007) [53] dans Abaqus et disponible dans la version 6.14 [54].

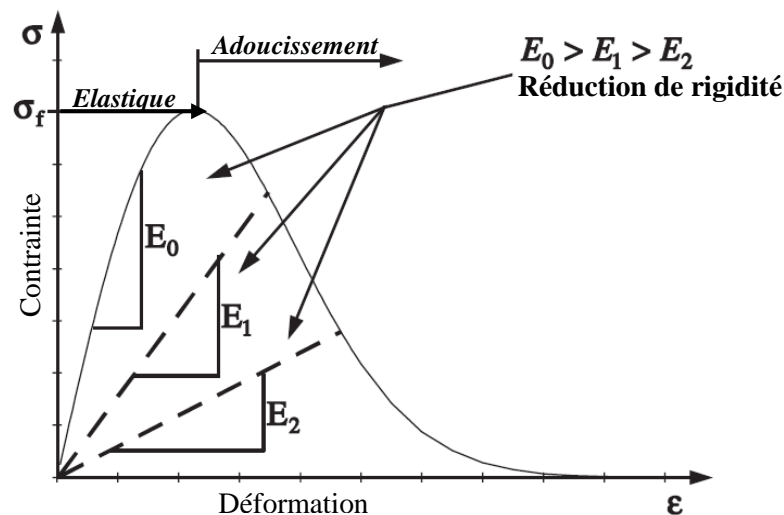


Figure 4.32: Modélisation de la réponse contrainte-déformation avec une approche fondée sur la Mécanique de l'Endommagement. Modèle proposé par Matzenmiller et al. (1995) implémenté dans LS-DYNA par Williams et Vaziri (2001)

Plusieurs travaux ont suivi pour développer des modèles d'endommagement robustes destinés à l'analyse des stratifiés. Parmi les plus significatifs, on peut citer le modèle proposé par Camanho et al. (2007) [55]. Ce modèle comporte une série de variables d'endommagement représentatives des différents modes de ruine observés. Précisons que les modes de ruine de la matrice sont inspirés des travaux de Puck et Schurmann (1998) [40]. La fissuration transversale de la matrice est supposée perpendiculaire au plan des plis (angle de glissement nul) lors d'un cisaillement pur ou faisant un angle de glissement  $\alpha = 53^\circ$  lors de la compression transversale (Figure 4.33).

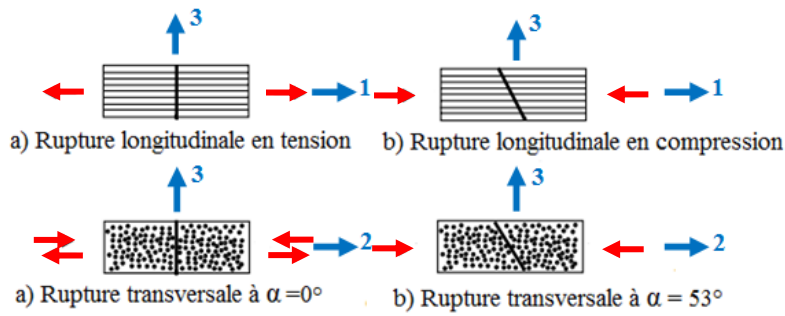


Figure 4.33: Modes de rupture considérés par Camanho et al. (2007) [55]

Abaqus offre la possibilité de modéliser l'endommagement progressif des composites fibreux, depuis l'initiation jusqu'à la rupture totale. Le modèle est basé sur la théorie bidimensionnelle de Hashin et comporte :

- Une réponse linéaire élastique ;
- La perte de rigidité modélisée par le principe de la Mécanique de l'Endommagement ;
- Le modèle utilisant des éléments avec une formulation en contraintes planes pour des éléments coques, coques continues et membranaires.

Sur la Figure 4.34, on peut distinguer les différentes phases de dégradation d'un élément, telles qu'elles sont implémentées dans Abaqus par Lapczyk et Hurtado (2007) [53]. La loi bilinéaire proposée comporte :

- Le comportement constitutif non endommagé (réponse élastique) ;
- L'initiation du dommage (point A) ;
- L'évolution du dommage (droite A-B) ;
- La suppression de l'élément (point B).

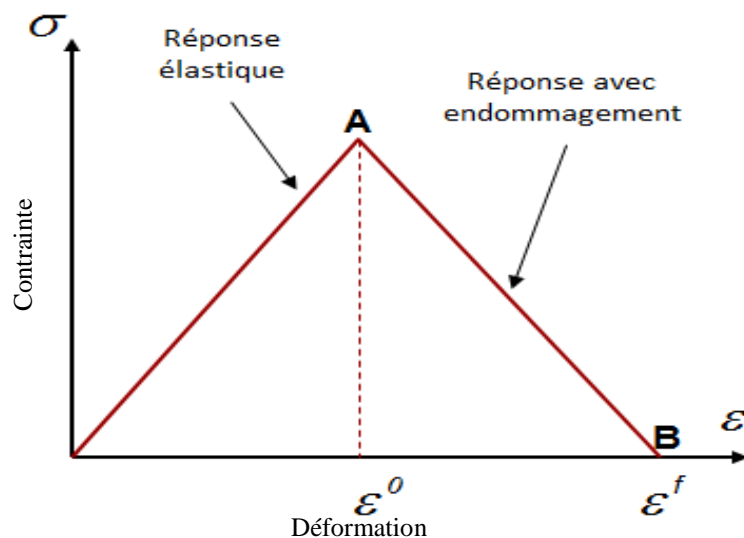


Figure 4.34: Loi bilinéaire d'endommagement implémentée dans Abaqus



Les Tableau 4.3 et Tableau 4.4 synthétisent les différents critères de rupture employés lors de la modélisation de la ruine des structures composites. La différence constatée entre ces modèles repose principalement sur les modes de ruine considérés et le schéma numérique employé dans la modélisation de l'adoucissement (la nature de la loi : bilinéaire, parabolique ou exponentielle). On note que la majorité des critères se basent sur une interpolation quadratique pour que le couplage entre les différents modes de sollicitation soit pris en compte.

Lorsque le critère d'initiation à la rupture est satisfait, le chargement appliqué entraîne une diminution progressive de la rigidité. Si le modèle constitutif est exprimé sous forme d'une loi contrainte-déformation, le comportement adoucissant provoque une localisation des déformations et cependant une forte dépendance au maillage (Lapczyk et Hurtado (2007) [53]). Ainsi, plus le maillage est fin et plus l'énergie dissipée diminue. Afin de remédier à cela, une approche basée sur l'énergie ( $G_i$ ) dissipée lors du processus d'endommagement est employée en considérant plutôt une loi contrainte-déplacement. Cette loi est présentée dans la Figure 4.35. Cette démarche nécessite l'introduction d'un paramètre caractéristique de la taille de chaque élément de maillage appelé longueur caractéristique ( $L_c$ ), Xin et Wen (2015) [56].

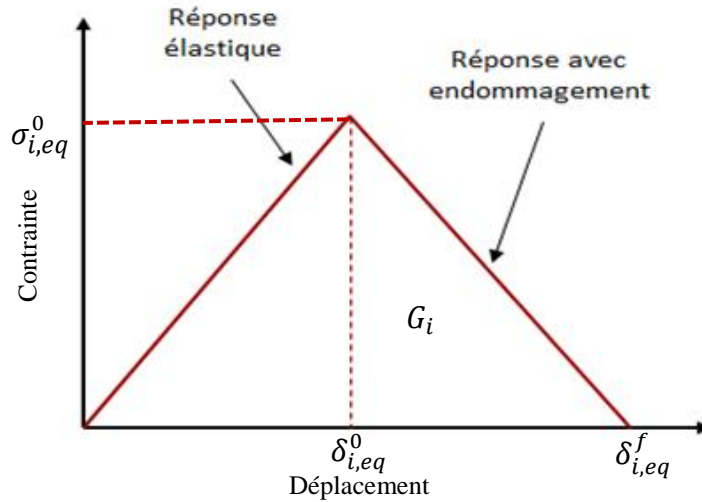


Figure 4.35: Loi bilinéaire contrainte/déplacement pour chaque mode de rupture

La variable traduisant l'évolution du dommage est décrite pour chaque mode ( $i$ ) par :

$$d_i = \frac{\delta_{i,eq}^f (\delta_{i,eq} - \delta_{i,eq}^0)}{\delta_{i,eq} (\delta_{i,eq}^f - \delta_{i,eq}^0)} \quad 4.1$$

Dans la partie adoucissante, le déplacement équivalent de chaque mode ( $i$ ) satisfait :

$$\delta_{i,eq}^0 \leq \delta_{i,eq} \leq \delta_{i,eq}^f \quad 4.2$$

L'aire de zone contrôlant l'adoucissement est donnée par :

$$\delta_{i,eq}^f - \delta_{i,eq}^0 = \frac{2G_i}{\sigma_{i,eq}^0} \quad 4.3$$

Où :

- $\delta_{i,eq}^0$ : déplacement équivalent initial ;
- $\sigma_{i,eq}^0$ : contrainte équivalente initiale ;
- $\delta_{i,eq}^f$ : déplacement équivalent induisant la suppression de l'élément ;
- $G_i$  : énergie dissipée lors de la propagation du dommage.

Pour que la loi de la Figure 4. soit respectée, on propose:

$$\sigma_{i,eq} = \sigma_{i,eq}^0 / f_i \quad 4.4$$

$$\delta_{i,eq} = \delta_{i,eq}^0 / f_i \quad 4.5$$

Où  $f_i$  désigne la fonction polynômiale du critère quadratique considéré dans le modèle.

Le Tableau 4.5 présente les déplacements équivalents et les contraintes équivalentes pour chaque mode de ruine considéré dans l'équation 4.1. Ces équations permettent de modéliser la propagation des dommages lorsque ces derniers sont amorcés.

	Mode d'endommagement		Index d'endommagement
Hashin 3D (expression 2D étendue en 3D)  Approche non disponible dans Abaqus 6.14	Fibre	Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )  Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	$F_{ft} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2 \geq 1$  $F_{fc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2 \geq 1$
	Matrice	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )  Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$F_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2 \geq 1$  $F_{mc} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2 \geq 1$
Lapczyk et Hurtado (2007)  Approche implémentée dans Abaqus 6.14  Lorsque $\alpha = 1$ et $S_{23} = \frac{Y_c}{2}$ :  On retrouve le critère 2D de Hashin	Fibre	Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )  Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	$F_{ft} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 \geq 1$  $F_{fc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2 \geq 1$
	Matrice	Matrice en tension ( $\sigma_{22} \geq 0$ )  Matrice en compression ( $\sigma_{22} < 0$ )	$F_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 \geq 1$  $F_{mc} = \left(\frac{\sigma_{22}}{2S_{23}}\right)^2 + \left[\left(\frac{Y_c}{2S_{23}}\right)^2 - 1\right] \frac{\sigma_{22}}{Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 \geq 1$

Tableau 4.3: Expression tridimensionnelle du critère 2D de Hashin et approche implémentée dans Abaqus par Lapczyk et al. (2007)

	Mode d'endommagement		Index d'endommagement
Matzenmiller et al. (1995) Approche basée sur le critère 2D de Hashin	Fibre	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fibre en tension (<math>\sigma_{11} \geq 0</math>)</li> <li>Fibre en compression (<math>\sigma_{11} &lt; 0</math>)</li> </ul>	$e_m^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 - 1 \geq 0$ $e_c^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2 - 1 \geq 0$
	Matrice	<ul style="list-style-type: none"> <li>Matrice en tension (<math>\sigma_{22} \geq 0</math>)</li> <li>Matrice en compression (<math>\sigma_{22} &lt; 0</math>)</li> </ul>	$e_m^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_c}\right)^2 - 1 \geq 0$ $e_d^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{y_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_c}\right)^2 - 1 \geq 0$
Williams et Vaziri (2001) Approche implémentée dans LS-Dyna et basée sur le critère 2D de Hashin	Fibre	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fibre en tension (<math>\sigma_{11} \geq 0</math>)</li> <li>Fibre en compression (<math>\sigma_{11} &lt; 0</math>)</li> </ul>	$\omega_t = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 - 1 \geq 0$ $\omega_c = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2 - 1 \geq 0$
	Matrice	<ul style="list-style-type: none"> <li>Matrice en tension (<math>\sigma_{22} \geq 0</math>)</li> <li>Matrice en compression (<math>\sigma_{22} &lt; 0</math>)</li> </ul>	$\omega_t = \left(\frac{\sigma_{22}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S}\right)^2 - 1 \geq 0$ $\omega_c = \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S}\right)^2 - 1 \geq 0$

Tableau 4.4: Approche bidimensionnelle de Matzenmiller et al. (1995) et critère implémenté dans LS-Dyna par Williams et Vaziri (2001)

Mode d'endommagement	Déplacement équivalent ( $\delta_{i,eq}$ )		Contrainte équivalente ( $\sigma_{i,eq}$ )
▪ Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )	Fibre	$\delta_{1,eq} = L_c \sqrt{(\varepsilon_{11})^2 + (\varepsilon_{12})^2 + (\varepsilon_{31})^2}$	$\sigma_{1,eq} = L_c (\sigma_{11} \varepsilon_{11} + \sigma_{12} \varepsilon_{12} + \sigma_{31} \varepsilon_{31}) / \delta_{1,eq}$
▪ Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	Matrice	$\delta_{3,eq} = L_c \sqrt{(\varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{12})^2 + (\varepsilon_{23})^2}$	$\sigma_{3,eq} = L_c (\sigma_{22} \varepsilon_{22} + \sigma_{12} \varepsilon_{12} + \sigma_{23} \varepsilon_{23}) / \delta_{3,eq}$
▪ Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	Fibre	$\delta_{2,eq} = L_c \sqrt{\left(-\varepsilon_{11} - \frac{\langle \varepsilon_{33} \rangle^1 \cdot E_{33}}{E_{11}}\right)^2}$	$\sigma_{2,eq} = L_c \left[ E_{11} \left(-\varepsilon_{11} - \frac{\langle \varepsilon_{33} \rangle \cdot E_{33}}{E_{11}}\right) \right] / \delta_{2,eq}$
▪ Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	Matrice	$\delta_{4,eq} = L_c \sqrt{\left(-\varepsilon_{22} - \frac{\langle \varepsilon_{33} \rangle \cdot E_{33}}{E_{22}}\right)^2 + (\varepsilon_{12})^2}$	$\sigma_{4,eq} = L_c \left[ E_{22} \left(-\varepsilon_{22} - \frac{\langle \varepsilon_{33} \rangle \cdot E_{33}}{E_{22}}\right) + \sigma_{12} \varepsilon_{12} \right] / \delta_{4,eq}$

Tableau 4.5: Déplacement équivalent et contrainte équivalente lors de la modélisation de l'adoucissement (Xin et Wen (2015) [56])

<sup>1</sup> Opérateur McCauley

$$\langle \varepsilon_{33} \rangle = \frac{\varepsilon_{33} + |\varepsilon_{33}|}{2}$$

$L_c$  : longueur caractéristique

### 4.7.3 Approches basées sur la Mécanique de la Rupture

Les approches basées sur la Mécanique Linéaire de la Rupture sont souvent utilisées pour évaluer la croissance et l'évolution d'une fissure, ceci lorsque la longueur et la position initiales de la fissure ont été identifiées. Puisque l'endommagement des composites est composé d'une série de microfissures, l'effet de l'échelle associée à la longueur des fissures soumises à un champ de contrainte doit être traité avec prudence. Etant donné que les théories d'endommagement basées sur la Mécanique de l'Endommagement ne peuvent modéliser correctement ces cas, l'utilisation de la Mécanique de la Rupture pour modéliser la croissance et la propagation d'une fissure devient indispensable.

La Mécanique de la Rupture utilisée pour la modélisation de l'endommagement des composites est basée fondamentalement sur la Mécanique Linéaire Elastique de la Rupture (MLER), initialement proposée par Griffith (1921) [57]. L'aspect élasto-plastique de l'endommagement a été par la suite introduit par Irwin (1956) [58], et plus tard l'intégrale du contour (J) a été développée par Rice (1968) [59]. Une récente étude bibliographique sur les différentes approches basées sur la Mécanique de la Rupture a été réalisée par Cotterell (2002) [60].

Plus tard, des travaux ont été réalisés sur l'application de la Mécanique de la Rupture dans la modélisation de l'endommagement des structures composites (Hamitouch (2008) [61]). Diverses applications ont été couronnées de succès et des programmes numériques, sous forme de routines permettant l'évaluation du taux de restitution d'énergie, ont été intégrés dans des codes de calcul éléments finis tels qu'Abaqus.

La Mécanique de la Rupture évalue la possibilité de propagation des fissures existantes en utilisant un facteur caractéristique, tel que le taux de restitution d'énergie, jouant le rôle d'un index permettant de savoir si la fissure pourrait se propager. Pour être en mesure de prédire correctement la propagation d'une fissure, de nouvelles techniques de modélisation basées sur la Mécanique de la Rupture ont été développées, comme la technique VCCT (Virtual Crack Closure Technique) ou le modèle de zones cohésives CZM (Cohesive Zone Model).

La méthode VCCT est basée sur l'hypothèse selon laquelle l'énergie ( $\Delta E$ ) nécessaire pour ouvrir une fissure d'une longueur ( $a$ ) à une longueur ( $a+\Delta a$ ) est identique à l'énergie utilisée pour refermer cette fissure d'une longueur ( $\Delta a$ ). La modélisation numérique de cette méthode est illustrée dans la Figure 4.36 (maillage 2D près de la pointe de fissure) ; uniquement les efforts et déplacements au niveau des nœuds voisins de la fissure sont nécessaires et le calcul des modes de rupture peut être indépendant ou couplé. Toutefois, la taille des éléments du maillage doit être assez petite pour garantir une bonne qualité des résultats.

L'énergie ( $\Delta E$ ) nécessaire pour refermer une fissure propagée d'une longueur ( $a+\Delta a$ ) à sa longueur initiale ( $a$ ) est exprimée par l'équation 4.6:

$$\Delta E = \frac{1}{2} [X_{1\ell} \Delta u_{2\ell} + Z_{1\ell} \Delta w_{2\ell}] \quad (4.6)$$

$X_{1\ell}$  et  $Z_{1\ell}$  représentent respectivement les forces en mode ouverture et cisaillement au nœud  $\ell$  (Figure 4.36 (a)).  $\Delta u_{2\ell}$  et  $\Delta w_{2\ell}$  sont les sauts de déplacement du nœud  $\ell$  (Figure 4.36 (b)).

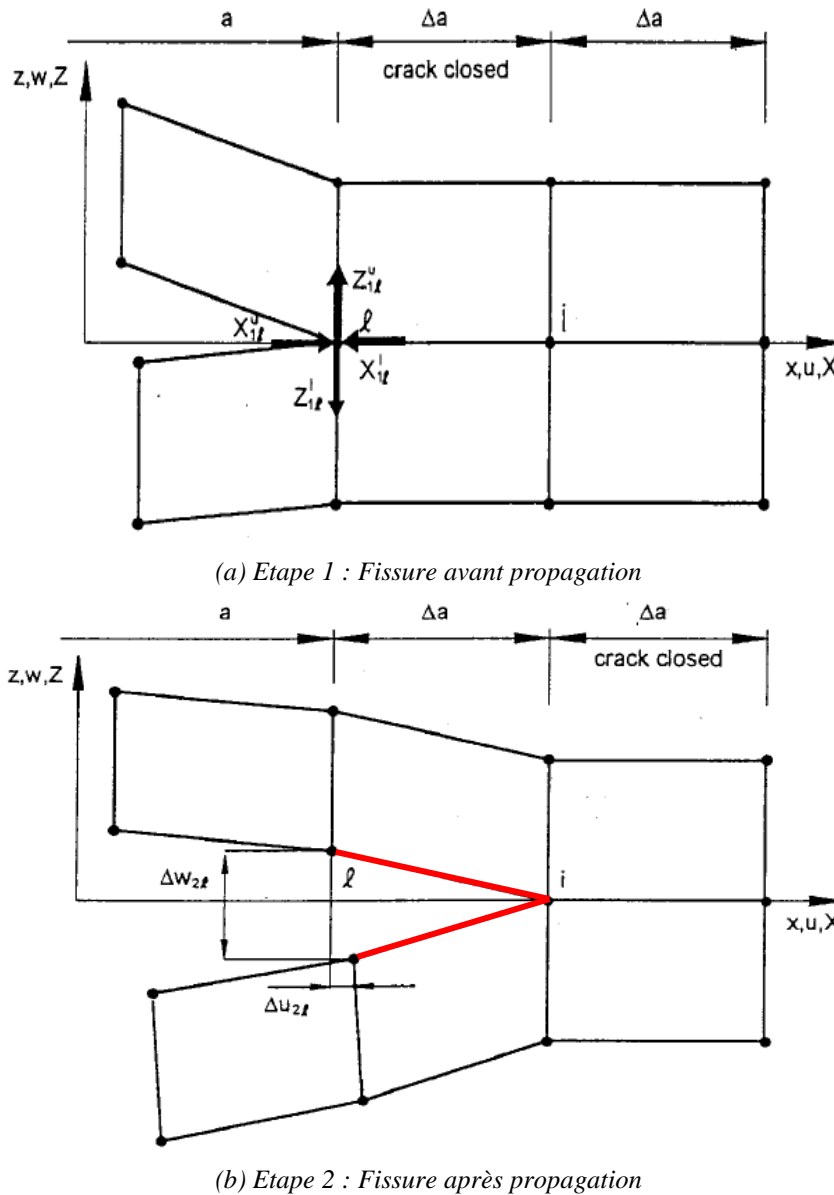


Figure 4.36: Principe de la méthode VCCT (Krueger (2004) [62])

L'intérêt essentiel de cette technique reste sa simplicité et sa précision jugée assez bonne pour l'estimation du taux de restitution d'énergie. Néanmoins, la technique VCCT possède l'inconvénient, par rapport au modèle de zones cohésives par exemple, d'assumer impérativement la présence d'une fissure existante qui n'est à priori pas présente dans la structure réelle, ce qui rend cette technique inadaptée pour modéliser l'initiation des fissures. Néanmoins cette technique a été implémentée dans plusieurs codes commerciaux d'éléments finis. « Cornell Fracture Group » ont été parmi les premiers à implémenter la technique VCCT dans un code éléments finis spécialisé pour la prédiction de la propagation des fissures

(Singh et al. (1998) [63]). Les domaines d'application de la technique VCCT sont très variés (interfaces collées et délaminage dans les structures composites suivant les trois principaux modes de rupture).

Pour modéliser correctement un processus de fissuration inter-faciale : de l'amorçage des fissures et de leur propagation jusqu'à la décohésion, il serait judicieux d'utiliser d'autres approches telles que le modèle de zones cohésives qui est largement utilisé pour modéliser les phénomènes de décohésion des plis composites. Dugdale (1960) [64] et Barenblatt (1962) [65] ont été les premiers à poser l'hypothèse d'une zone cohésive, en supposant que son épaisseur soit négligeable par rapport aux dimensions du système mécanique. Hillerborg et al. (1976) [66] ont été les premiers à utiliser la théorie du modèle cohésif appliquée aux matériaux fragiles conjointement avec la méthode des éléments finis.

Needleman (1987) [67] a présenté un modèle d'interface pour simuler la décohésion entre un bloc viscoplastique et un substrat rigide. Lorsque les contraintes atteignent une valeur maximale dans la zone cohésive, l'initiation de la décohésion est produite. Ainsi, à partir de cette valeur et en augmentant le saut de déplacement dans la zone cohésive, la contrainte diminue jusqu'à rupture de l'élément cohésif. Cette modélisation comporte l'initiation et la propagation des fissures sous forme d'une loi bilinéaire. Plus tard, Xu et Needleman (1994) [68] ont étendu le modèle de zones cohésives en dynamique rapide pour des matériaux ayant un comportement fragile.

Plusieurs auteurs ont étudié le comportement mécanique des zones cohésives afin de formuler diverses lois constitutives de la dégradation de la rigidité au niveau des interfaces, parmi elles :

- Loi bilinéaire classique proposée par Reedy et al. (1997) [69], Mi (1998) [70] et Alfano et Crisfield (2001) [71] ;
- Loi linéaire parabolique par Alix et al. (1995) [72] ; Alix et Corigliano (1996) [73] et Champaney et Valoroso (2001) [74] ;
- Loi exponentielle par Needleman (1990) [75] et Chandra et al. (2002) [76] ;
- Loi trapézoïdale par Tvergaard et Hutchinson (1993) [77].

Alfano (2006) [78] a étudié la façon dont les différentes lois constitutives, comme celles illustrées dans la Figure 4.37, affectent les résultats du modèle de zones cohésives. Alfano (2006) conclut que l'allure de la loi d'interface présente un effet négligeable sur la solution numérique. En revanche, le temps de calcul augmente considérablement lors du passage d'une loi bilinéaire à une loi exponentielle. Quant à la loi trapézoïdale, elle présente des problèmes de stabilité et de convergence de la solution numérique. Ainsi, l'auteur conclut que la loi bilinéaire présente le meilleur compromis entre temps de calcul et approximation de la solution numérique.

Chandra et al. (2002) [76] ont modélisé l'interface entre les plis d'un composite constitué d'une matrice en titane et de fibres de silicone. Les auteurs ont adopté deux lois cohésives, une bilinéaire et l'autre exponentielle. La comparaison établie entre ces deux modèles d'allure presque identique révèle que la réponse à l'échelle macroscopique est significativement



différente. Ceci prouve l'intérêt du choix de la loi utilisée qui traduit le processus physique de séparation d'interface. En effet, le choix de la loi doit tenir compte du processus inélastique traduisant la fissuration à l'échelle microscopique dans le matériau.

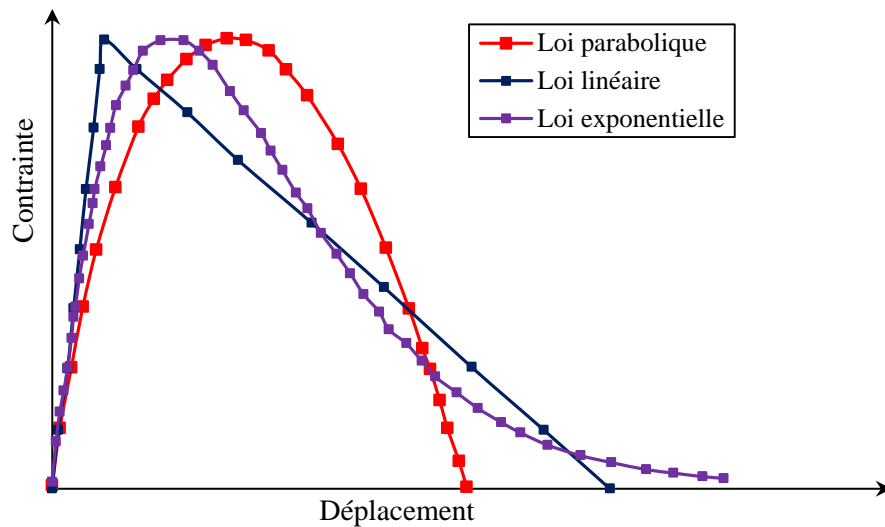


Figure 4.37: Exemple de lois constitutives du modèle de zones cohésives

Le modèle de zones cohésives répond aux limites du modèle VCCT. En effet, l'amorçage des fissures conduisant à la décohésion inter-plis dans un stratifié peut être modélisé avec une approche basée sur un modèle cohésif. Le stratifié est modélisé par un empilement de couches reliées par des interfaces. L'interface est une entité surfacique qui assure le transfert des contraintes et des déplacements entre couches adjacentes. Elle peut être considérée comme un mésoconstituant de très faible épaisseur (Figure 4.38).

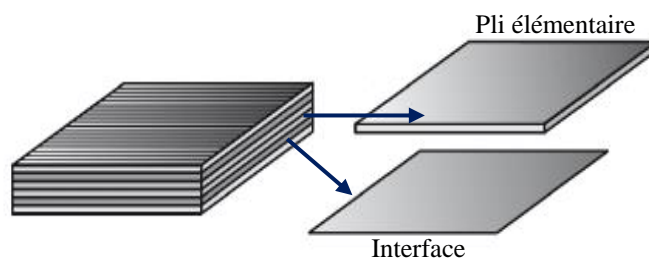


Figure 4.38: Décomposition d'un stratifié en deux mésoconstituants

Le modèle cohésif offre un suivi continu de la propagation des fissures interfaciales sous réserve de condition de stabilité de la fissure. De plus, le coût numérique de ce modèle est principalement lié aux itérations d'équilibre nécessaires pour l'application des conditions aux limites, sur les lèvres de l'interface. Par ailleurs, le modèle de zones cohésives présente certaines faiblesses comme par exemple le chemin suivi par la fissure lors de sa propagation, qui doit être impérativement le chemin de la surface cohésive.

Pour l'analyse de la propagation d'un délaminage, le calcul du taux de restitution d'énergie ( $G$ ) et sa comparaison avec une quantité critique appelée ténacité de l'interface ( $G_c$ ) sont employés. On a remarqué que le calcul du taux de restitution d'énergie est basé sur des modèles analytiques utilisant des résultats expérimentaux. Afin de modéliser le délaminage, il est essentiel d'introduire les critères de propagation pour les différents modes de sollicitations. En raison des modes complexes de sollicitations appliquées aux structures, les fissures se propagent en mode I, II et III. Ces modes sont schématisés dans la Figure 4.39.

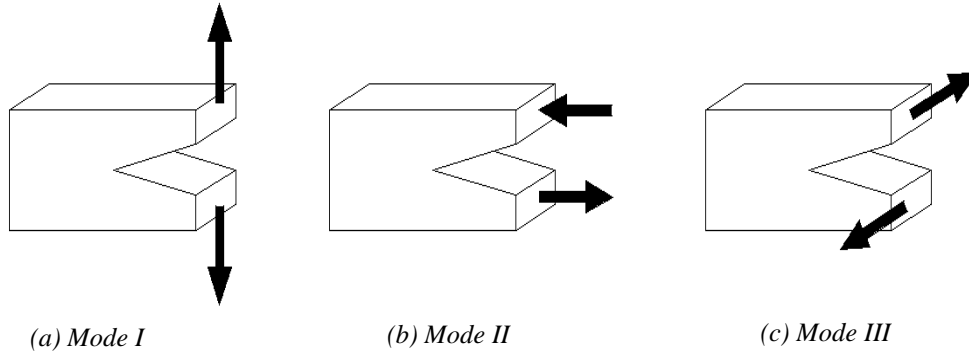


Figure 4.39: Modes de rupture considérés dans le modèle cohésif

L'équation 4.7 présente un critère couramment utilisé, basé sur les énergies, pour la propagation du délaminage:

$$\left(\frac{G_I}{G_{Ic}}\right)^n + \left(\frac{G_{II}}{G_{IIc}}\right)^n + \left(\frac{G_{III}}{G_{IIIc}}\right)^n = 1 \quad (4.7)$$

Des essais expérimentaux permettent de déterminer les ténacités interlaminaires ( $G_{Ic}$ ,  $G_{IIc}$  et  $G_{IIIc}$  en mode I, II et III respectivement). La constante  $n$  est déterminée par des essais en mode mixte. Par ailleurs, il existe d'autres critères de propagation que l'on peut retrouver par exemple dans les travaux de Ramkumar et Whitcomb (1985) [79]. Le critère de propagation possède la forme suivante :

$$\left(\frac{G_I}{G_{Ic}}\right)^m + \left(\frac{G_{II}}{G_{IIc}}\right)^n + \left(\frac{G_I}{G_{Ic}}\right)\left(\frac{G_{II}}{G_{IIc}}\right) = 1 \quad (4.8)$$

Benzeggah et Gong (1992) [80] proposent un critère de propagation 2D de la forme :

$$G_c = G_{Ic} + (G_{IIc} - G_{Ic}) \left(\frac{G_{II}}{G_T}\right)^m \quad (4.9)$$

Où  $G_T$  représente le taux de restitution d'énergie total ( $G_T = G_I + G_{II}$ ), le paramètre  $m$  dépendant de la nature de la résine et  $n$  étant une constante empirique.

Le critère de Benzeggah et Gong s'exprime en 3D et possède la forme suivante :

$$G_c = G_{Ic} + (G_{IIc} - G_{Ic}) \left( \frac{G_{II} + G_{III}}{G_T} \right)^m \quad (4.10)$$

Avec  $G_T = G_I + G_{II} + G_{III}$ .

En général, les critères de propagation restent sensibles à la nature du matériau utilisé, à la gamme des rapports modaux ( $G_I/G_{II}$ ) et à la nature de la sollicitation (quasi-statique, dynamique, fatigue, etc.). Il est important de noter que l'amorçage du délaminage est un phénomène physique à prendre en compte dans la modélisation numérique. L'initiation du délaminage est prise en compte à l'aide de critères formulés en contrainte ou en déformation. Le critère de la contrainte nominale quadratique, disponible dans Abaqus 6.14 [54], peut être utilisé (Equation 4.11). La forme quadratique de ce critère permet de prendre en compte le couplage entre les différents modes de sollicitation.

$$\left( \frac{\sigma_n}{N} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_t}{T} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_s}{S} \right)^2 \geq 1 \quad (4.11)$$

Avec N la contrainte maximale suivant la direction normale à l'interface, T la contrainte maximale suivant la première direction de cisaillement et S la contrainte maximale suivant la deuxième direction de cisaillement.

Brewer (1988) [81] propose un critère d'initiation quadratique qui prend en compte la différence entre la contrainte hors plan en traction pure ( $\langle \sigma_{33} \rangle^+$ ) et en compression pure ( $\langle \sigma_{33} \rangle^-$ ). Ce critère possède la forme suivante :

$$\left( \frac{\langle \sigma_{33} \rangle^+}{Z_t} \right)^2 + \left( \frac{\langle \sigma_{33} \rangle^-}{Z_c} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{13}}{S_{13}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{23}}{S_{23}} \right)^2 \geq 1 \quad (4.12)$$

Où  $Z_t$  et  $Z_c$  sont les résistances interlaminaires en tension et en compression respectivement. Par ailleurs, l'amorçage du délaminage ne peut apparaître en compression pure, ainsi le paramètre  $Z_c$  correspond en effet à la rupture de plis en compression.

## 4.8 MODELISATION DES STRUCTURES COMPOSITES SOUS UN CODE ELEMENTS FINIS

Abaqus (DS Simulia) est l'un des codes éléments finis les plus utilisés pour l'analyse des structures composites. Etant un code éléments finis généraliste, Abaqus a été largement utilisé pour la résolution de divers problèmes liés à l'endommagement des structures. Son utilisation pour analyser la ruine des structures composites en construction navale, et particulièrement le secteur EMR, ne cesse d'augmenter.

Selon le but et la nature du problème, plusieurs techniques pour l'analyse de l'intégrité des structures composites sont disponibles dans Abaqus. Pour cela, Abaqus dispose de deux solveurs indépendants mais complémentaires : Abaqus/Standard et Abaqus/Explicit. Abaqus/Explicit est bien adapté à l'analyse des problèmes dynamiques non linéaire, tels que l'impact par exemple, permettant ainsi l'analyse des problèmes présentant de grandes déformations. Le choix du solveur Explicit est dû au fait qu'Abaqus/Explicit utilise par défaut une formulation qui prend en compte les grandes déformations et rotations des nœuds, chose qui n'est pas possible avec Abaqus/Standard.

Sous Abaqus, la modélisation de l'endommagement des plis composites (intralaminare) et de leurs interfaces (interlaminare) peut être effectuée simultanément. Ainsi un meilleur dimensionnement des structures composites destinées à opérer dans un milieu marin contraignant peut être réalisé. La Figure 4.40 présente les trois approches essentielles pour la modélisation d'une structure composite.

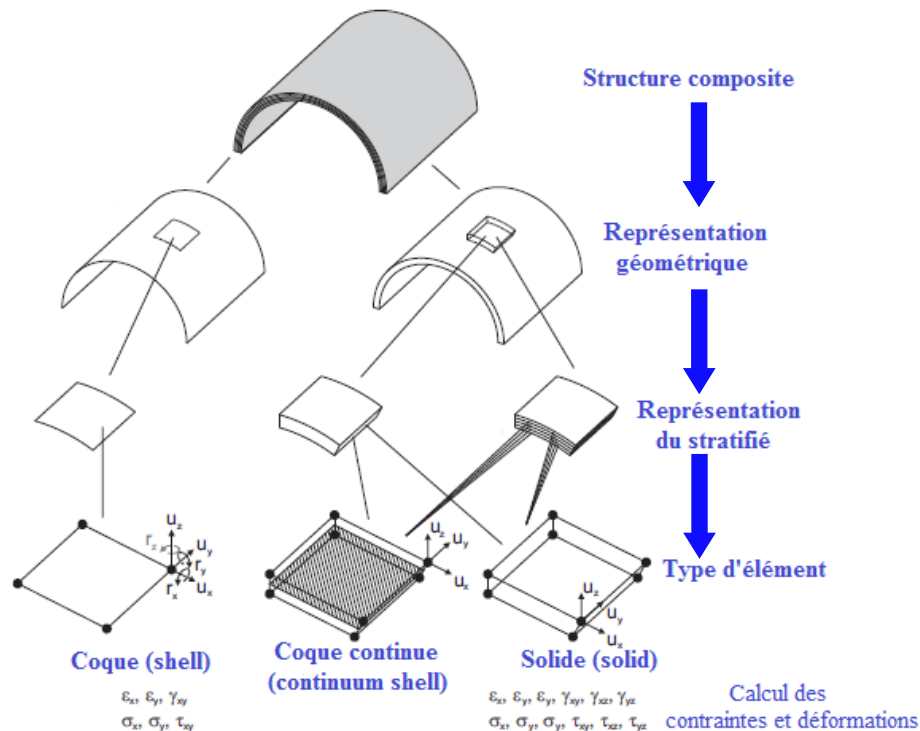


Figure 4.40: Techniques de modélisation éléments finis d'une structure composite

La capacité de modéliser l'endommagement sous Abaqus, qui n'est que la prédiction des modes de rupture d'une structure composite, comprend :

- Le critère d'endommagement de Hashin, limité à un état de contraintes planes. Il est donc indisponible pour des éléments volumiques;
- Les routines UMAT (Abaqus/Standard) et VUMAT (Abaqus/Explicit) permettant la possibilité d'intégrer des modèles de matériaux (modèles d'endommagement) qui sont indisponibles ou non implémentés;
- La technique VCCT;

- Le modèle de zones cohésives (CZM).

## 4.9 CONCLUSION

Dans un environnement marin sévère, la fonctionnalité et la durabilité des hydroliennes exigent une conception optimale et une robustesse du matériau. Les structures composites destinées aux hydroliennes doivent remplir pleinement ces conditions pour atteindre les objectifs de puissance et garantir la durée de vie des hydroliennes.

Dans ce chapitre, nous avons pu mettre en évidence le constat selon lequel les mécanismes de dégradation des composites à fibres longues et à matrice organique sont relativement complexes. Les résultats issus de la littérature ont permis de mettre en évidence le comportement non-linéaire et anisotrope des matériaux composites sous sollicitations mécaniques.

La non-linéarité des mécanismes de dégradation s'explique par des phénomènes d'endommagement complexes dont les principaux mécanismes de dégradations identifiés sont: la fissuration de la matrice, la décohésion entre la fibre et la matrice (rupture de la liaison fibre/matrice), la rupture des fibres et le délaminage.

On peut séparer en deux catégories les modes de dégradation des stratifiés à fibres longues. La première catégorie concerne les endommagements intra-laminaires et la seconde est relative à l'endommagement de la liaison inter-faciale entre les couches d'un stratifié conduisant au délaminage.

Une revue des critères de rupture présents dans la littérature a conduit à retenir les principaux modes de ruine lors de la modélisation des composites à fibres longues. Chaque mode de ruine distingue la rupture en traction de la rupture en compression car les mécanismes de ruine mis en jeu sont différents. Ces critères, basés pour la majorité sur la théorie de Hashin, sont en général suffisants pour la transcription des résultats expérimentaux observés dans le cas des plaques stratifiées. L'expression quadratique des critères de rupture traduit en effet l'interaction entre les différents modes. Par ailleurs, pour améliorer la corrélation avec les valeurs d'essai, il est possible d'augmenter le nombre des paramètres considérés dans le critère mais cela nécessite une démarche d'identification plus complexe.

La modélisation des mécanismes d'endommagement des composites nécessite la mise en œuvre de modèles mimant les aspects microstructuraux de l'évolution des dommages inter/intra-laminaires. Les modèles de comportement élastique/dommageable permettent d'évaluer la réponse globale d'une structure sous chargement mécanique. Pour évaluer la résistance d'une structure composite, le modèle d'endommagement doit être associé à un critère de rupture représentatif des modes de ruine observés ou pressentis. La rupture est supposée brutale ou bien ayant un comportement adoucissant traduisant l'évolution des dommages suivant des directions privilégiées.

Dans la suite du travail, nous nous appuyons sur ces conclusions pour étudier l'intégrité des différentes formes de carénage réalisées en matériaux composites.

## Bibliographie

- [1] Open Hydro : [www.openhydro.com](http://www.openhydro.com)
- [2] L. C. Hollaway, *Polymers and Polymer Composites in Construction*. Thomas Telford, 1990.
- [3] L. Zhou, Y. W. Mai, B. Zhang, J. Mao and H. Jiang, *Advanced Composites for Marine Engineering*, softcover, 2015.
- [4] E. Greene, *Marines Composites*. Annapolis, Maryland: Eric Greene Associates, 1999.
- [5] C. Bois, *Mesure et Prévion de l'Évolution des Endommagements dans les Composites Stratifié*. Thèse de Doctorat, 2003.
- [6] Hexcel, *HexPly Prepreg Technology*. Hexcel Corporation, 2013.
- [7] J. Geraghty, *Brims Tidal Array-The OpenHydro Open-Centre Turbine (OCT)*. 2013.
- [8] Cita-Wind : [www.cita-wind.com](http://www.cita-wind.com)
- [9] I. Daniel and O. Ishai, *Engineering Mechanics of Composite Materials*. Oxford University Press, 2006.
- [10] T. Searle, *Composites offer advantages for propellers*. *Reinforced Plastics*, vol. 37, p. 24–26, 1993.
- [11] T. J. Searle, *The Manufacture of Marine Propellers in Moulded Anisotropic Polyiner Contposites*. Plymouth School of Materials, Manufacture and Mechanical Engineering , University of Plymouth , 1998.
- [12] G. Marsh, *A New Start for Marine Propellers*. *Reinforced Plastics*, vol. 48, p. 34–38, 2004.
- [13] C. C. Li, Y. J. Lee and C. S. Hung, *Optimization and Experiment of Composite Marine Propellers*. *Composite Structures*, vol. 89, pp. 206-215, 2009.
- [14] B. Jose Pedro, B. Christian and A. Poul, *Hydro-Elastic Analysis and Optimization of a Composite Marine Propeller*. *Marine Structures*, vol. 23, pp. 22-38, 2010.
- [15] P. Davies, A. Boisseau, D. Choqueus, F. Thiebaud and D. Perreux, *Durabilité des Composites pour Energie Marine Renouvelable*. *Comptes Rendus des JNC 17*, Poitiers, 2011.
- [16] P. L. Fraenkel, *Development and testing of Marine Current Turbine's SeaGen 1.2MW tidal stream turbine*. *International Conference on Ocean Energy (ICOE)*, Bilbao, 2010.
- [17] Verdant Power : [www.verdantpower.com](http://www.verdantpower.com)
- [18] Atlantis Resources : [www.atlantisresourcesltd.com](http://www.atlantisresourcesltd.com)

- [19] M. Menaga, The Advantages of Composite Material in Marine Renewable Energy Structures. Marine Renewable Energy Conference, 2008.
- [20] J.-M. Berthelot, Matériaux Composites: Comportement mécanique et analyse des structures. TEC & DOC, 2005.
- [21] E. Aussedat-Yahia, Comportement et Endommagements du Composite Tissé Carbone/ PMR15 Soumis à des Chargements Mécaniques et Thermiques. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris: Thèse de doctorat, 1997.
- [22] F. Desrumaux, F. Meraghni and M. L. Benzeggagh, Micromechanical Modelling Coupled to a Reliability Approach for Damage Evolution Prediction in Composite Materials. Applied Composite Materials, vol. 7, pp. 231-250, 2000.
- [23] H. Nechad, Evaluation de l'Endommagement et de la Rupture de Matériaux Hétérogènes par Ultrasons et Emission Acoustique : Estimation de la Durée de Vie Restante. Thèse de Doctorat, 2004.
- [24] S. Spießberger, K. Humer, E. Tschegg, H. Weber and H. Gerstenberg, Reactor Irradiation Effects on the Ultimate Tensile and the Interlaminar Shear Strength of Carbon Fibre Reinforced Epoxies at 77 K. Cryogenics, vol. 38, p. 79–83, 1998.
- [25] P. Compston, M. Styles and S. Kalyanasundaram, Low Energy Impact Damage Modes in Aluminium Foam and Polymer Foam Sandwich Structures. Journal of Sandwich Structures and Materials, vol. 8, pp. 365-379, 2006.
- [26] C. Godescu, Caractérisation et Modélisation de l'Endommagement par Microfissuration des Composites Stratifiés - Apports des Mesures de Champs et de l'Homogénéisation. Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), 2011.
- [27] P. Ladevèze, O. Allix, J. F. Deü and D. Lévêque, A Mesomodel for Localisation and Damage Computation in Laminates. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 183, p. 105–122, 2000.
- [28] E. Greene, Marine Composites: Failure Modes. Eric Greene Associates, 2013.
- [29] L. Marcin, Modélisation du Comportement de l'Endommagement et de la Rupture de Matériaux Composites à Renforts Tissés pour le Dimensionnement Robuste de Structure. Thèse de Doctorat, 2010.
- [30] E. Abisset, Un Méso-modèle d'Endommagement des Composites Stratifiés pour le Virtual Testing: Identification et Validation. Thèse de Doctorat, 2012.
- [31] R. M. A. Christensen, A Survey of and Evaluation Methodology for Fiber Composite Material Failure Theories. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2001.
- [32] F. Paris, A Study of Failure Criteria of Fibrous Composite Materials. NASA Technical Report, 2001.

- [33] M. J. Hinton, A. S. Kaddour and P. D. Soden, Failure Criteria in Fiber Reinforced Polymer Composites. Oxford: Elsevier Science, 2004.
- [34] M. J. Hinton, A. S. Kaddour and P. D. Soden, «A Further Assesment of the Predictive Capabilities of Current Failure Theories for Composite Laminates: Comparison with Experimental Evidence. Composite Science and Technology, vol. 64, pp. 549-588, 2004.
- [35] S. W. Tsai and E. M. A. Wu, A General Theory of Strenght for Anisotropic Materials. Journal of Composite Material, vol. 5, pp. 58-80, 1971.
- [36] Z. Hashin and A. Rotem, A Fatigue Failure Criterion for Fiber Reinforced Materials. Journal of Composite Materials, vol. 7, pp. 448-464, 1973.
- [37] Z. Hashin, Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites. Journal of Applied Mechanics, vol. 47, pp. 329-334, 1980.
- [38] F. K. Chang and K. Y. Chang, A Progressive Damage Model for Laminated Composites Containing Stress Concentrations. Journal of Composite Material, vol. 21, pp. 834-855, 1987.
- [39] R. M. Christensen, Stress Based Yield : Failure Criteria for Fiber Composites. Journal of Solid and Structures, vol. 34, pp. 529-543, 1997.
- [40] A. Puck and H. Schurmann, Failure Analysis of FRP Laminates by means of Physical Based Phenomenological Models. Composites Science and Technology, vol. 58, pp. 1045-1067, 1998.
- [41] P. Ladeveze and E. Le Dantec, Damage Modelling of the Elementary Ply for Laminated Composites. Composites Science and Technology, vol. 43, pp. 257-267, 1992.
- [42] J. F. Maire and P. M. Lesne, An Explicit Damage Model for the Design of Composites Structures. Composites Science and Technology, vol. 58, p. 773–778, 1998.
- [43] D. Krajcinovic, Damage Mechanics: Accomplishments, Trends and Needs. International Journal of Solids and Structures, vol. 37, pp. 267-277, 2000.
- [44] L. M. Kachanov, On The Time to Failure Under Creep Conditions. Izv. AN SSSR, 1958, pp. 26-31.
- [45] D. Krajcinovic and G. U. Fonseka, The Continuum Damage Theory of Brittle Materials. Journal of Applied Mechanics, vol. 48, pp. 809-824, 1981.
- [46] R. Talreja, A Continuum Mechanics Characterization of Damage in Composite Materials. Proceedings of the Royal Society of London, London, 1985.
- [47] G. Frantziskonis, Distributed Damage in Composites: Theory and Verification. Composite Structure, vol. 10, pp. 165-184, 1988.
- [48] Q. Yang and J. Engblom, Finite Element Based Sub-Laminate Damage Model for Intraply Cracking. Journal of Reinforced Plastics Composites, vol. 14, pp. 233-254, 1995.



- [49] P. W. Randles and J. A. Nemes, Continuum Damage Model for Thick Composite Materials. *Mechanics of Materials*, vol. 13, pp. 1-13, 1992.
- [50] A. Matzenmiller, J. Lubliner and R. L. Taylor, A Constitutive Model for Anisotropic Damage in Fiber-Composites. *Mechanics of Materials*, vol. 20, p. 125–152, 1995.
- [51] K. V. Williams and R. Vaziri, Application of Damage Mechanics Model for Predicting the Impact Response of Composite Materials. *Computers and Structures*, vol. 79, pp. 997-1011, 2001.
- [52] LS DYNA Livermore Software Technology: [www.lstc.com](http://www.lstc.com)
- [53] I. Lapczyk and J. A. Hurtado, Progressive Damage modeling in Fiber-Reinforced Materials. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 38, pp. 2333-2341, 2007.
- [54] D S Simulia, Abaqus version 6.14, 2014.
- [55] P. Maimi, P. Camanho, J. A. Mayugo and C. G. Da´vila, A Continuum Damage Model for Composite Laminates: Part I–Constitutive Model. *Mechanics of Materials*, vol. 39, p. 897–908, 2007.
- [56] S. H. Xin and H. M. Wen, A Progressive Damage Model for Fiber Reinforced Plastic Composites Subjected to Impact Loading. *International Journal of Impact Engineering*, vol. 75, pp. 40-52, 2015.
- [57] A. A. Griffith, The Phenomena of Rupture and Flow in Solids. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, A221, pp. 163-198, 1921.
- [58] G. R. Irwin, Onset of Fast Crack Propagation in High Strength Steel and Aluminium Alloys. *Proceedings of the second Sagamore Ordinance Materials Conference*, pp. 289-305, 1956.
- [59] J. R. A. Rice, Path Independent Integral and the Approximation Analysis of Strain Concentrations. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 35, pp. 379-386, 1968.
- [60] B. Cotterell, The Past, Present and Futur of Fracture Mechanics. *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 69, pp. 533-553, 2002.
- [61] L. Hamitouch, Endommagement et Rupture des Assemblages en T des Structures Composites pour des Applications Navales. Thèse de Doctorat, 2008.
- [62] R. Krueger, Virtual Crack Closure Technique: History, Approach, and Applications. Society of Mechanical Engineers, Hampton, Virginia 23666, 2004.
- [63] R. Singh, P. A. Wawrzynek and A. R. Ingraffea, Universal Crack Closure Integral for SIF Estimation. *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 60, pp. 133-146, 1998.
- [64] D. S. Dugdale, Yielding of Steel Sheets Containing Slits. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 8, pp. 100-104, 1960.

- [65] G. N. Barenblatt, The Mathematical Theory of Equilibrium Cracks in Brittle Fracture. *Advances in Applied Mechanics*, vol. 7, pp. 55-129, 1962.
- [66] A. Hillerberg, M. Modeer and P. E. Peterson, Analysis of Crack Formation and Crack Growth in Concrete by Fracture Mechanics and Finit Elements. *Cement and Concrete Research*, vol. 6, pp. 773-782, 1976.
- [67] A. Needleman, A Continuum Model for Void Nucleation bu Inclusion Debonding. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 54, pp. 525-531, 1987.
- [68] X. P. Xu and A. Needleman, Numerical Simulation of Fast Crack Growth in Brittle Solids. *Journal of Mechanics and Physics of solids*, vol. 32, pp. 1397-1434, 1994.
- [69] E. D. Reedy, F. J. Mello and T. R. Guess, Modeling the Initiation and Growth of Delamination in Composite Structures. *Journal of Composite Materials*, vol. 31, pp. 512-531, 1997.
- [70] Y. Mi, Progressive Delamination Using Interface Element. *Journal of Composite Materials*, vol. 32, pp. 347-358, 1998.
- [71] G. Alfano and M. A. Crisfield, Finite Element Interface Models for the Delamination Analysis of Laminated Composites: Mechanical and Computational Issues. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 50, pp. 1701-1736, 2001.
- [72] O. Allix, O. Ladevèze and A. Corigliano, Damage Analysis of Interlaminar Fracture Specimens Composite Structures, vol. 31, pp. 61-74, 1995.
- [73] O. Allix and A. Corigliano, Modeling and Simulation of Crack Propagation in Mixed-Modes Interlaminar Fracture Specimens. *International Journal of Fracture*, vol. 77, pp. 111-140, 1996.
- [74] L. Champaney and N. Valoroso, Evaluation of Interface Models for the Analysis of Non-Linear Behaviour of Adhesively Bonded Joints. *Proceedings of the European Conference on Computational Mechanics ECCM-2001*, Crcow, Poland, 2001.
- [75] A. Needleman, An Analysis of Tensile Decohesion Along an Interface. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 38, pp. 289-324, 1990.
- [76] N. Chandra, H. Li and H. Ghonem, Some Issues in the Application of Cohesive Zone Models for Metal-ceramic Interfaces. *Solids and Structures*, vol. 39, pp. 2827-2855, 2002.
- [77] V. Tvergaard and J. W. Hutchinson, The Influence of Plasticity on Mixed Mode Interface Toughness. *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, vol. 41, pp. 1119-1135, 1993.
- [78] G. Alfano, On the Influence of the Shape of the Interface Law on the Application of Cohesive-Zone Models. *Composite Science and Technology*, vol. 66, pp. 723-730 , 2006.
- [79] R. L. Ramkumar and W. J. D, Characterization of Mode I and Mixed Mode Delamination growth in t300/5208 Graphite/Epoxy. *Delamination and Debonding of Materials ASTM STP 876*, pp. 315-335, 1985.

- [80] X. J. Gong and M. L. Benzeggah, Determination of the Mixed Mode Delamination Toughness Using an Imposed Displacement Cantilever Beam Test Method. ECCM 5, Bordeaux, 1992.
- [81] J. C. Brewer, Quadratic Stress Criterion for Initiation of Delamination. Journal of Composite Materials, vol. 22, pp. 1141-1155, 1988.



## CHAPITRE 5 :

---

### CONCEPTION STRUCTURELLE D'UN CARENAGE D'HYDROLIENNE

#### Table des matières

---

5.1 INTRODUCTION	138
5.2 PROJECTION DES CHARGEMENTS ET FIXATION DE LA TURBINE	138
5.2.1 Transfert des pressions	138
Interpolation spatiale	141
5.2.2 Conditions aux limites (fixation du carénage)	145
5.3 CONCEPTION D'UN CARENAGE D'HYDROLIENNE EN COMPOSITE	146
5.3.1 Matériaux utilisés dans la modélisation	147
5.3.2 Modélisation du plan de stratification de la tuyère	148
5.3.3 Détermination de la stratification adéquate	149
5.3.4 Convergence du maillage	150
5.3.5 Influence de la géométrie	151
5.4 COMPARAISON DES GEOMETRIES DE CARENAGE	152
5.5 ETUDE D'UNE GEOMETRIE OPTIMALE	157
5.5.1 Paramètres d'optimisation	157
5.5.2 Géométrie optimale de longeron	158
5.5.3 Optimisation des épaisseurs	167
5.5 CONCLUSION	172
Bibliographie	173

---

## **5.1 INTRODUCTION**

Les objectifs de puissance justifient l'intérêt considérable porté à l'égard des hydroliennes. Ceci implique des structures de grandes dimensions. Le besoin d'alléger les hydroliennes devient cependant primordial. L'allègement est principalement dû aux coûts de transport, d'acheminement au site marin et de maintenance. C'est ici que les composites donnent de véritables atouts.

Les matériaux composites jouent un rôle essentiel dans le développement des systèmes de conversion d'énergie marine renouvelable. Compte tenu de l'environnement marin sévère, les matériaux composites présentent d'excellentes propriétés, ils constituent donc un choix indéniable. Ces matériaux étant généralement utilisés pour la conception des pales, nous nous sommes interrogés ici sur leur possible application aux systèmes de carénage.

A ce jour, les pales équipant les hydroliennes de la classe des mégawatts sont le plus souvent réalisées en matériaux composites (Marsh (2004) [1]). La plupart des concepteurs d'hydroliennes utilisent les fibres de verre (Li et al. (2014) [2]). Les fibres de carbone, ayant un meilleur ratio « résistance/masse » mais un prix plus cher, font également leur apparition (Harper et Hallett (2015) [3]).

Nous nous intéressons dans ce chapitre au dimensionnement des différents systèmes de carénage en matériaux composites. L'objectif de cette partie est d'explorer l'utilisation des matériaux composites pour les systèmes de carénage des hydroliennes.

## **5.2 PROJECTION DES CHARGEMENTS ET FIXATION DE LA TURBINE**

Le carénage est considéré dans un cas de fonctionnement normal, c'est-à-dire que l'hydrolienne est orientée dans le sens principal du courant. Les phénomènes d'interaction houle-courant étant complexes, on négligera l'influence de la houle sur les courants dans cette étude. Le bilan des forces s'appliquant au carénage est le suivant :

- Pression hydrostatique ;
- Pression hydrodynamique ;
- Force de gravité.

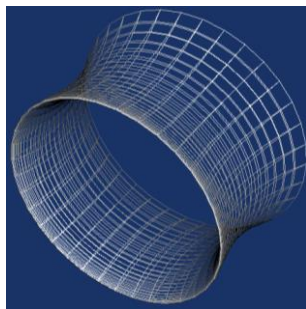
### **5.2.1 Transfert des pressions**

Suite au calcul hydrodynamique du chapitre 3, nous nous intéressons ici au calcul de structure. La problématique inhérente à ce passage est la projection des chargements induits par le courant sur le modèle éléments finis. Les pressions (hydrodynamique et hydrostatique) sont appliquées sur le maillage structure du carénage pour le calcul de l'intégrité structurelle par l'intermédiaire de la routine Dload.

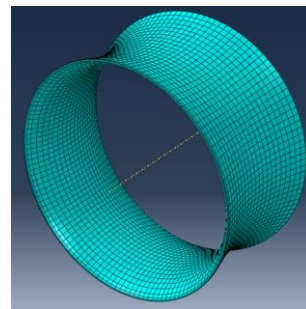
Pour chaque facette du maillage fluide des différentes formes de carénage, nous connaissons l'évolution de la pression hydrodynamique au point de contrôle, situé au centre de gravité de

la facette, et à ses quatre sommets. Il s'agit alors de transférer ces pressions sur le maillage structure créé sous Abaqus.

Les maillages du carénage pour le calcul des performances hydrodynamiques et pour le calcul de structure répondent à des critères différents. Pour le calcul hydrodynamique, le carénage est représenté par un maillage surfacique, composé de mailles quadrangulaires très allongées dans la direction de l'écoulement (Figure 5.1 (a)). Ce maillage est raffiné près du bord d'attaque pour décrire correctement l'écoulement autour du carénage. Pour le calcul de structure, le carénage est représenté par un maillage composé d'éléments coques ou volumiques (Figure 5.1 (b)). Le maillage structure doit permettre de décrire les déformations du carénage. Dans ces deux cas, la surface du maillage est composée de facettes quadrangulaires.



(a) Maillage fluide composé de facettes



(b) Maillage structure composé d'éléments coques

Figure 5.1: Exemple de maillage du carénage pour : (a) le calcul hydrodynamique et (b) le calcul de structure

Par ailleurs, chaque facette de la surface extérieure du maillage structure comporte quatre points d'intégration utilisés pour le calcul des contraintes. La pression exercée sur le carénage par le fluide doit être connue à chacun des points d'intégration des facettes constituant la surface extérieure du maillage. Ces points d'intégration n'appartiennent pas nécessairement à la surface composant le maillage fluide du carénage, comme l'illustre la Figure 5.2.

La procédure consiste donc à projeter ces points d'intégration sur le maillage fluide, puis à calculer la pression au niveau des points projetés par interpolation à partir des valeurs connues, sur les points de contrôle du maillage fluide.

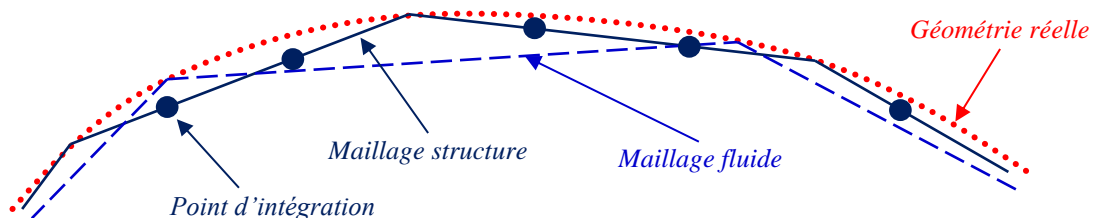


Figure 5.2: Points d'intégration du maillage structure

La procédure de projection est exécutée pour chaque point d'intégration, sans que la position des autres points d'intégration ne soit connue. Cette procédure est schématisée dans l'organigramme de la Figure 5.3.

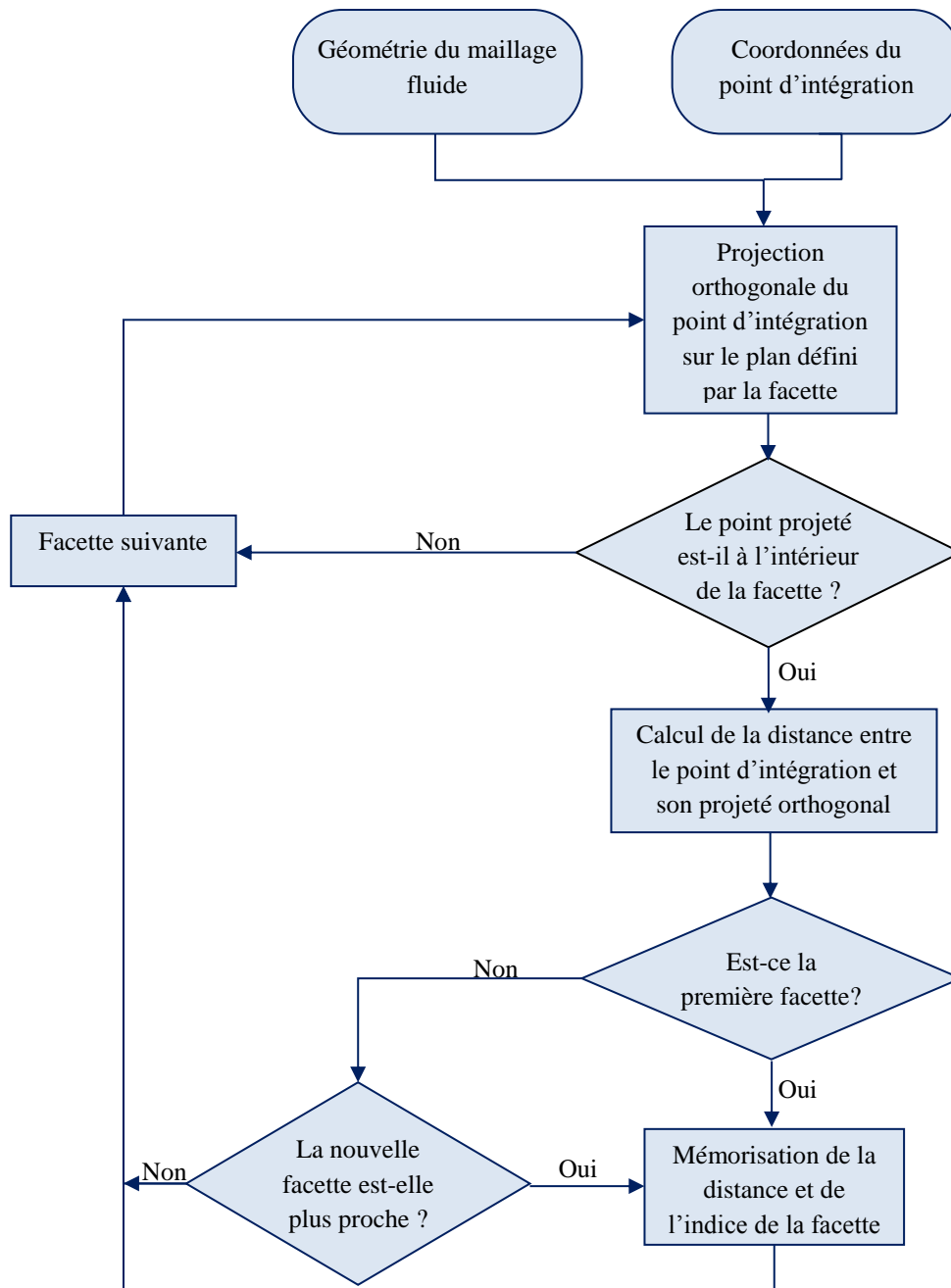


Figure 5.3: Procédure de recherche de la facette contenant le projeté orthogonal du point d'intégration (procédure implémentée dans la routine Dload)

Pour chaque facette, le point d'intégration est projeté orthogonalement sur le plan défini par la facette. Ensuite, le programme détermine si ce point projeté est à l'intérieur ou à l'extérieur de la facette. S'il est à l'intérieur, la distance entre le point d'intégration et son projeté est calculée. La facette retenue est celle qui contient le point projeté et qui est le plus proche du point d'intégration.



Lorsque la facette contenant le projeté orthogonal du point d'intégration est trouvée, la pression peut être calculée en ce point par interpolation à partir des valeurs de pression connues sur cette facette.

### Interpolation spatiale

Chaque facette composant le maillage fluide du carénage comporte un unique point de contrôle, situé au centre de gravité de la facette, et donc une unique valeur de pression. Il n'est pas possible d'affecter directement cette valeur au point d'intégration considéré. En effet, si cette valeur était directement donnée au point d'intégration, le champ de pression appliqué sur le carénage serait discontinu. Il faut également tenir compte du fait que les facettes du maillage structure peuvent être beaucoup plus petites que celles du maillage fluide. Nous devons donc prendre en considération les valeurs de pression sur les facettes voisines.

Pour cela, chaque sommet de la facette est affecté d'une pression calculée en faisant la moyenne des pressions sur les quatre facettes voisines de ce nœud (Figure 5.4). Cette opération est réalisée en prétraitement par un programme réalisé dans le cadre des travaux de Lotrou et al. (2003) [4] lors du calcul de la réponse dynamique d'un gouvernail.

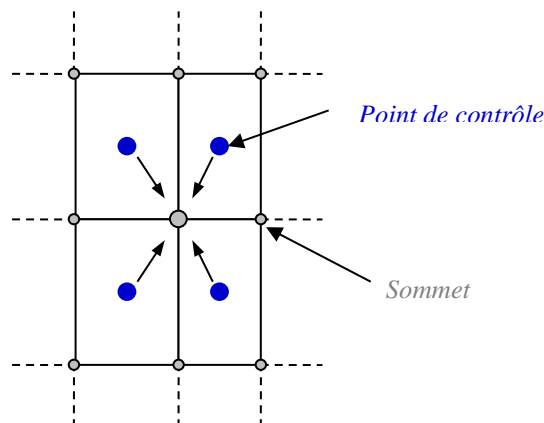


Figure 5.4: Illustration du calcul de pression aux nœuds sommets du maillage fluide

Pour chaque facette du maillage fluide, on dispose ainsi de cinq valeurs de pression (une au point de contrôle et une sur chaque sommet). Une interpolation à partir de trois valeurs de pression a été considérée : celle du point de contrôle et celles des deux sommets les plus proches. Pour cela, la facette est décomposée en quatre triangles définis par le point de contrôle et les sommets de la facette, comme le montre la Figure 5.5.

La pression au point projeté est alors calculée par une interpolation barycentrique dans le triangle contenant ce point projeté (équations 5.1) :

$$P = \sum_{i=1}^{i=3} (L_i P_i) \quad 5.1$$

Avec :

$$L_i = \frac{A_i}{A_1 + A_2 + A_3} \quad 5.2$$

Où:

- P : Pression au point projeté.
- $P_i$  : Pression au sommet  $i$ .
- $A_i$  : Aire du triangle  $T_i$ .

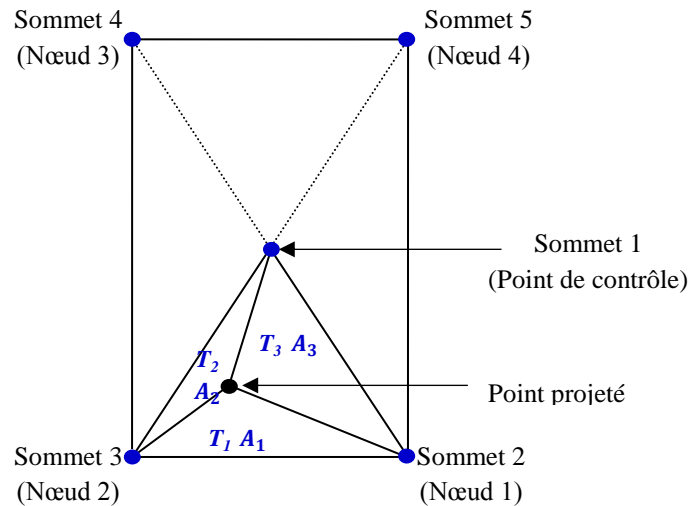


Figure 5.5: Interpolation barycentrique

Les chargements appliqués aux différentes formes de carénage sont présentés dans le Tableau 5.1 et le Tableau 5.2 . Les pressions hydrodynamiques sont projetées par le biais de la routine Dload. Quant aux pressions hydrostatiques, elles sont aussi prises en compte dans la routine selon les données de profondeur du site dans lequel les hydroliennes devraient être installées. Dans cette étude, le site en question est le Raz Blanchard dont la profondeur d’immersion a été donnée dans le chapitre 3.

La procédure présentée dans cette section permet d’exploiter les pressions hydrodynamiques et hydrostatiques comme des conditions d’entrée dans le code de calcul éléments finis. Pour une configuration de carénage libre de décollement, cette procédure permet de déterminer une solution détaillée du comportement mécanique. Ainsi, un compromis entre performance hydrodynamique et contraintes de conception pourrait être réalisé.



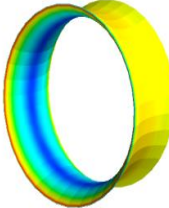
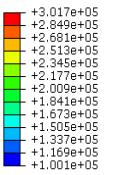

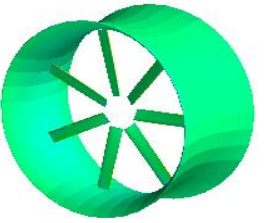
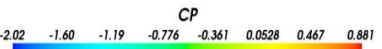
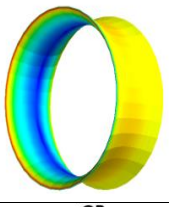
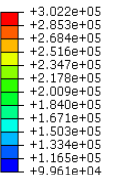


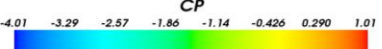
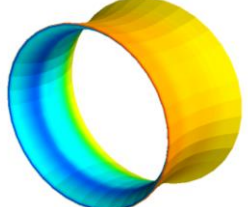
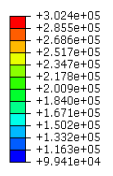
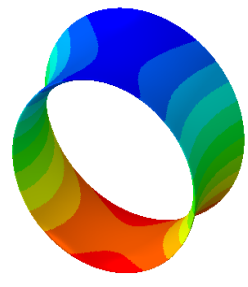
20m d'encombrement total	Conception	Coefficient de pression (Cp) hydrodynamique	Pression hydrostatique (Pa)
Profil carénage AMM 12-6			
<i>Diffuseur à 0°</i> $C_p^* = 0.5388$ TSR=5.5		 	 
<i>Diffuseur à 2°</i> $C_p^* = 0.5426$ TSR=5		 	 
<i>Diffuseur à 5°</i> $C_p^* = 0.5531$ TSR=6		 	 

Tableau 5.1: Pressions hydrodynamique et hydrostatique appliquées au carénage (AMM 12-6 : profil 12% de cambrure et 6% d'épaisseur)

$C_p^*$  : Coefficient de puissance basé sur le diamètre de l'encombrement total


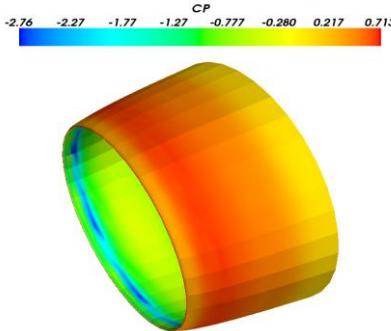
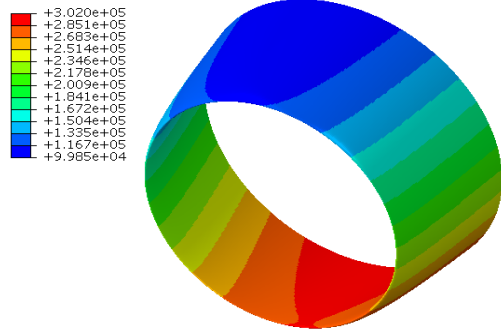

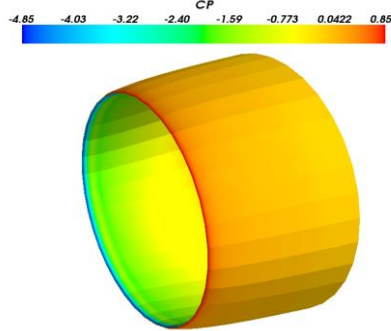
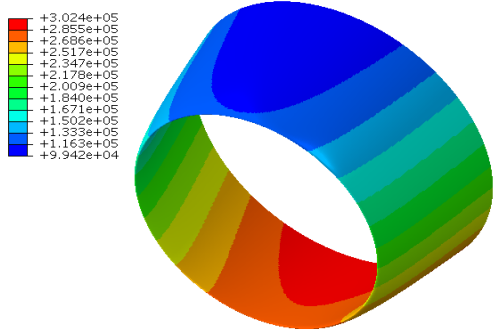
20m d'encombrement total	Conception	Coefficient de pression ( $C_p$ ) hydrodynamique	Pression hydrostatique (Pa)
Profil carénage AMM 0-6			
<p>Diffuseur à <math>9^\circ</math></p> <p><math>C_p^* = 0.6006</math></p> <p>TSR=5.5</p>			
<p>Diffuseur à <math>11^\circ</math></p> <p><math>C_p^* = 0.6328</math></p> <p>TSR=6</p>			

Tableau 5.2: Pressions hydrodynamique et hydrostatique appliquées au carénage (AMM 0-6 : profil symétrique à 6% d'épaisseur)

$C_p^*$  : Coefficient de puissance basé sur le diamètre de l'encombrement total

### 5.2.2 Conditions aux limites (fixation du carénage)

Le modèle éléments finis représente l'une des étapes finales lors de la conception d'une hydrolienne. Les chargements et les conditions aux limites sont considérés comme une donnée d'entrée. La fixation des différentes formes de carénage est présentée dans la Figure 5.6. Pour les carénages ayant un profil cambré (AMM 12-6), le système de fixation est fortement inspiré du concept de l'hydrolienne OpenHydro (Figure 5.6 (a), (b) et (c)). Tous les degrés de liberté ont donc été bloqués sur le contour la plus étroite (le col du carénage). Lorsque le carénage présente un profil symétrique, l'angle d'incidence est plus important que celui d'un carénage de profil cambré. Par conséquent, le col du carénage est proche du bord d'attaque (Figure 5.6 (d) et (e)). Dans ce cas, le système de fixation devient semblable à celui d'une éolienne carénée de dimensions comparables. Lorsque les chargements sont appliqués au carénage et que le système de fixation est choisi, l'intégrité structurelle est vérifiée à l'aide de la méthode des éléments finis.

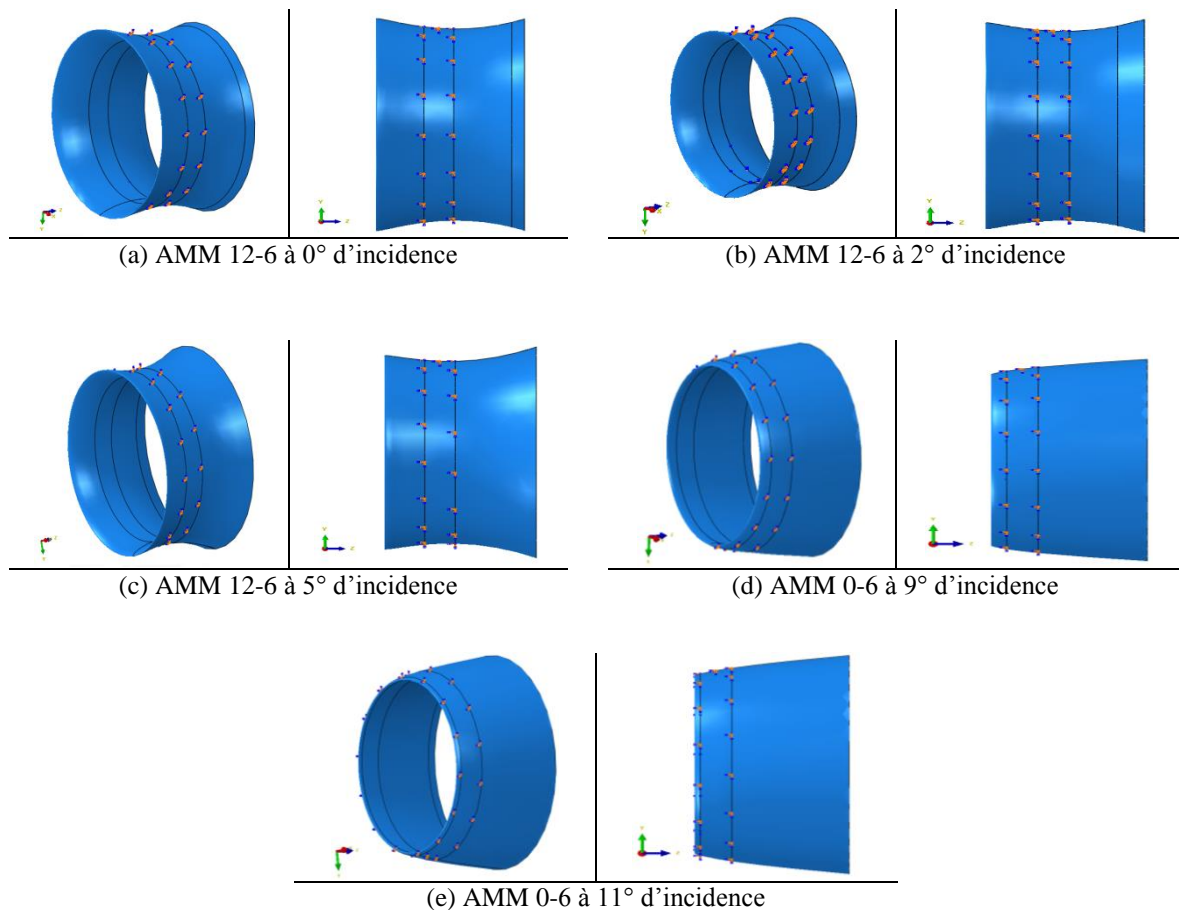


Figure 5.6: Blocage des degrés de liberté au col du carénage

### 5.3 CONCEPTION D'UN CARENAGE D'HYDROLIENNE EN COMPOSITE

La conception de structures à l'aide de la méthode des éléments finis se fait généralement par un processus itératif manuel. La structure est analysée puis le concepteur modifie la géométrie ou le matériau. Dans le cas d'une structure composite, on procède d'abord à la définition de l'empilement et de l'épaisseur des plis, de manière à respecter les critères de conception. Ces critères peuvent être la déformation et/ou l'endommagement préjudiciable à la tenue structurelle.

L'optimisation considérée dans cette étude a pour objectif de minimiser la masse du carénage. La géométrie et les chargements sont considérés comme une donnée d'entrée de dimensionnement. Le Tableau 5.3 présente une comparaison, à volume de matériau équivalent, entre l'usage d'un carénage en composite et celui d'une structure métallique.

Matériau (e=32mm)	Densité ( $Kg/m^3$ )	$S_{11}$ (MPa)	$S_{22}$ (MPa)	$S_{12}$ (MPa)	Masse ( $10^3 kg$ )
Acier inox	7900	111.1	75.9	66.6	294.8
Aluminium	2700	112.8	76.4	64.1	100.8
Verre/Polyester [45/-45/0/90] <sub>s</sub>	1960	176.9	39.5	30.7	73.2
Verre/Epoxy [45/-45/0/90] <sub>s</sub>	2000	153.3	53.4	37	74.6
Carbone/Epoxy [45/-45/0/90] <sub>s</sub>	1580	212.9	14.6	19.6	59.1

Tableau 5.3: Comparaison entre un carénage AMM12-6 en acier, en aluminium et en composite à puissance extraite équivalente

On constate que l'aluminium et l'acier sont trop lourds pour être utilisés, d'où l'attention portée aux matériaux composites. Par ailleurs, le besoin d'alléger une structure doit se faire conjointement avec une amélioration de la robustesse, c'est pourquoi les contraintes doivent être également comparées.

Le ratio «puissance/masse» de l'hydrolienne dotée d'un carénage de profil AMM12-6(5°) s'avère être en faveur de l'usage d'une structure en composite, comme le montre la Figure 5.7.

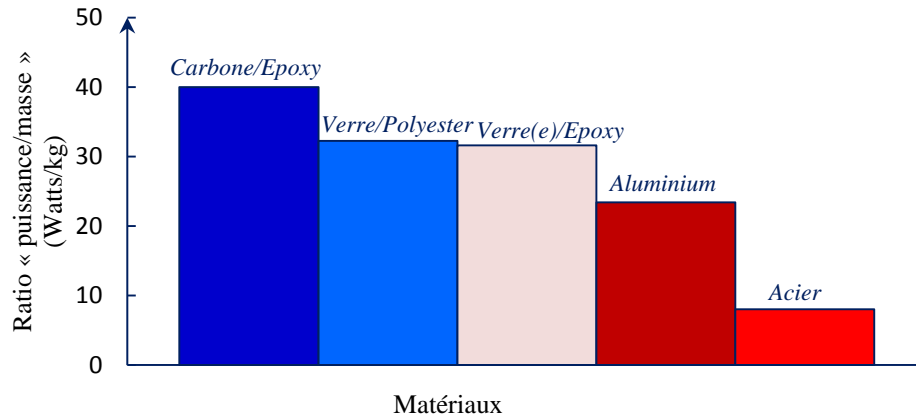


Figure 5.7: Ratio «Puissance/Masse» du carénage AMM12-6-(5°)

### 5.3.1 Matériaux utilisés dans la modélisation

Dans tous les cas, c'est la fibre de verre ou de carbone qui sera employée comme matériau de renfort des structures composites destinées aux hydroliennes. La fibre de verre présente de bonnes propriétés mécaniques et un coût moins élevé que la fibre de carbone, qui présente de meilleures propriétés mécaniques. Ainsi, le matériau choisi pour la conception de la coque du carénage est le verre/polyester. Ce dernier a fait l'objet d'une caractérisation expérimentale au sein du laboratoire dans le cadre des travaux de Shah (2014) [5]. Les propriétés sont présentées dans le Tableau 5.4.

Propriétés matériau	Valeur
Densité ( $kg/m^3$ )	1960
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = 48160, E_{22} = E_{33} = 11210$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.274, \nu_{23} = 0.096$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 4420, G_{23} = 9000$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1021.3$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 978$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$Y_t = 29.5$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$y_c = 171.8$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S_{12} = S_{13} = S_{23} = 35.3$

Tableau 5.4: Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [5])

### 5.3.2 Modélisation du plan de stratification de la tuyère

Le composite considéré dans cette étude est un stratifié verre/polyester. L'épaisseur totale du stratifié est de 32mm. La stratification utilisée est  $[45/-45/0/90]_n$ , avec  $n = 2,4,8,16$  et 40 (voir la Figure 5.8). Cette stratification a été utilisée par Grogan et al. [6] (2013) lors de la conception d'une pale d'hydrolienne.

Une comparaison de l'effet de l'épaisseur du pli est présentée dans la Figure 5.9. La comparaison montre que l'épaisseur du pli a peu d'influence sur la valeur de la déflexion maximale. En revanche, le temps de calcul augmente de façon considérable lorsque le nombre de plis de la stratification dépasse 16 plis. Ceci est expliqué par le fait que le nombre de points de section croît avec le nombre de plis (ici 3 points de section par pli). Ainsi, dans tout ce qui suit, le nombre de plis est de 16 dans le modèle éléments finis du carénage. Ce choix est principalement dicté par le coût de la simulation (temps de calcul en CPU).

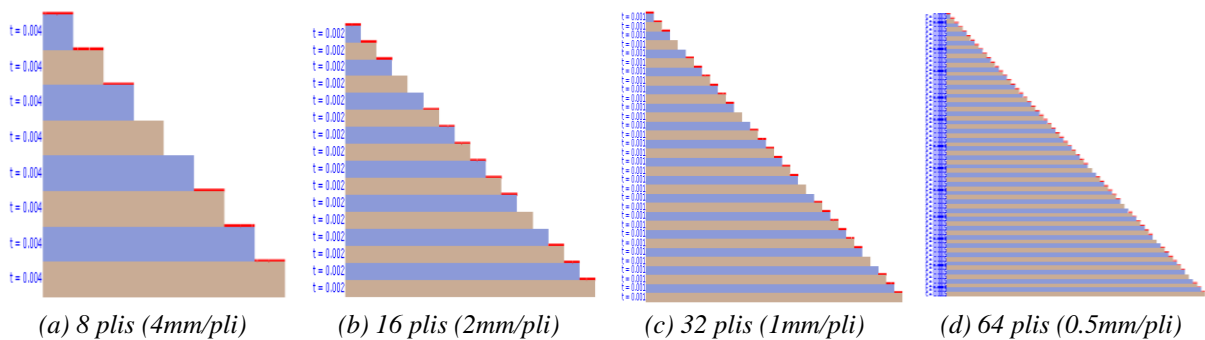


Figure 5.8: Modélisation de la stratification sous Abaqus et effet de l'épaisseur du pli à épaisseur totale constante

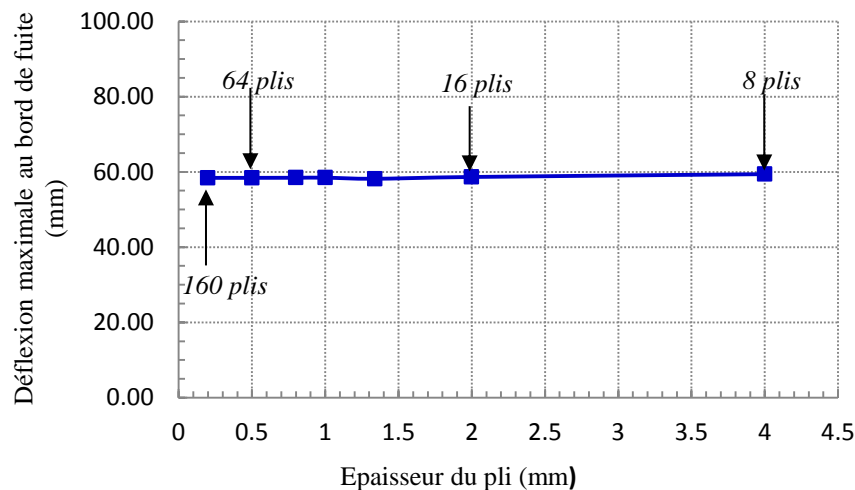


Figure 5.9: Déflexion du carénage vs. Nombre de plis (plusieurs épaisseurs de pli)



### 5.3.3 Détermination de la stratification adéquate

Les contraintes de conception à respecter sont la résistance mécanique et la déflexion maximale. Ceci requiert une optimisation de l'orientation des plis. On considère les stratifications suivantes :

- Stratification numéro 1 :  $[45/-45/45/-45/45/-45/45/-45]_2$
- Stratification numéro 2 :  $[45/-45/90/45/-45/90/45/-45]_2$
- Stratification numéro 3 :  $[45/-45/0/45/-45/0/45/-45]_2$
- Stratification numéro 4 :  $[45/-45/0/90/90/0/-45/45]_2$

Une comparaison de la déflexion au bord de fuite du carénage de profil AMM6-12-(5°) est présentée dans le Tableau 5.5.

Epaisseur (mm)	Masse (10 <sup>3</sup> kg)	Déflexion maximale (en % de la corde)			
		Stratification numéro 1	Stratification numéro 2	Stratification numéro 3	Stratification numéro 4
25	57.07	1.22	1.08	0.78	0.65
20	45.73	1.55	1.39	0.86	0.83
18	41.15	1.74	1.56	1.10	0.93
16	36.58	1.96	1.78	1.09	1.05
10	22.86	3.20	2.93	1.77	1.71

Tableau 5.5: Effet de la stratification sur la déflexion du carénage AMM12-6(5°)

La comparaison présentée dans le Tableau 5.5 montre que la stratification numéro 4 minimise la déflexion en comparaison avec les trois autres stratifications, c'est donc celle que l'on retient. Ceci prouve que le choix de l'orientation des plis doit au moins satisfaire un critère. L'évolution de la déflexion en fonction de la corde est présentée dans la Figure 5.10.

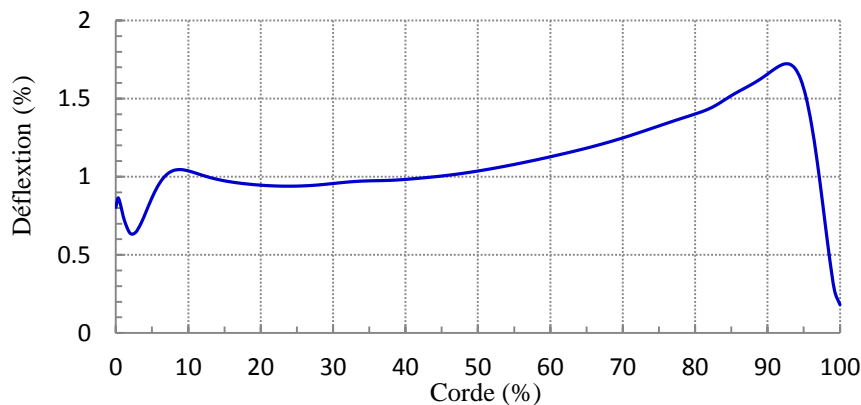


Figure 5.10: Evolution de la déflexion de la section la plus chargée (e=10mm)

La déflexion maximale (adimensionnée par la corde) est observée au niveau du bord de fuite du carénage. Une déflexion inférieure à 2% est prise comme critère de départ. Ainsi, une épaisseur minimale de 10mm permet de satisfaire ce critère. A ce stade de dimensionnement, aucun critère de rupture n'est introduit.

### 5.3.4 Convergence du maillage

Les listes de points pour générer la géométrie du carénage ont été importées dans le code de calcul éléments finis (Abaqus) et les chargements recensés ont été appliqués. Le carénage est maillé avec des éléments coques de type quadrangle à quatre nœuds et une intégration réduite de type S4R. Le modèle éléments finis est présenté dans la Figure 5.11 (a). La Figure 5.11 (b) montre la stratification  $[45/-45/0/90/90/0/-45/45]_2$ , utilisée dans la modélisation.

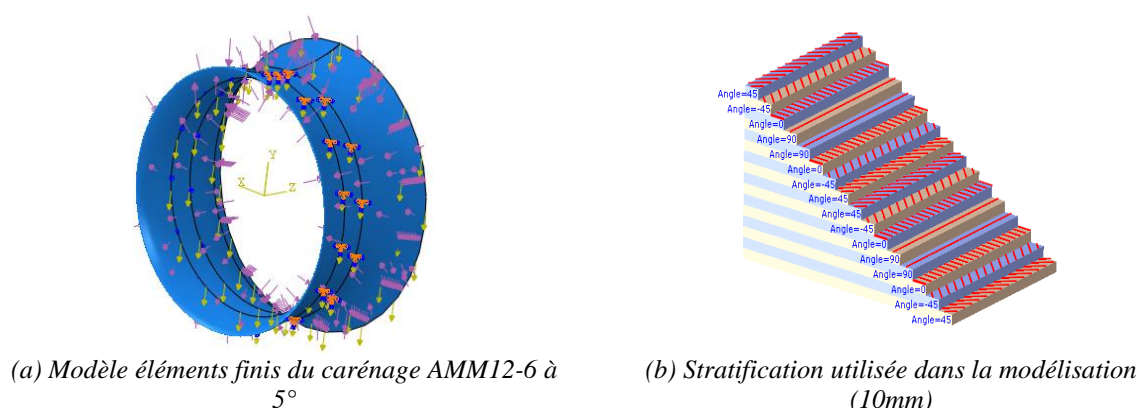
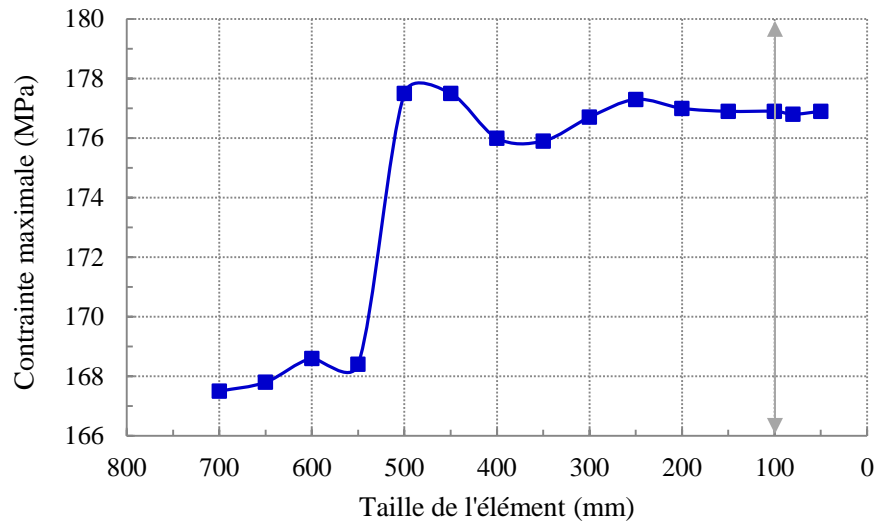
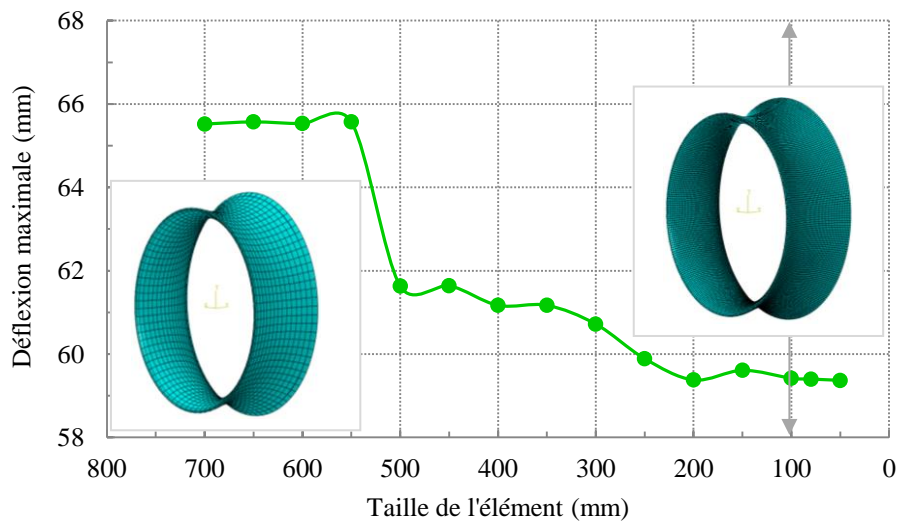


Figure 5.11: Modèle éléments finis du carénage utilisé dans l'étude de convergence

Pour étudier la convergence du maillage, nous nous basons sur la contrainte maximale et la déflexion au bord de fuite du carénage. La convergence du modèle éléments finis est présentée dans la Figure 5.12. Cette dernière montre que la convergence est obtenue à partir d'un ratio «taille de maille/encombrement total de la structure» de 0.005. Ce ratio est retenu dans la modélisation des autres géométries de carénage.



(a) Convergence de la contrainte maximale



(b) Convergence de la déflexion maximale

Figure 5.12: Convergence au maillage du modèle éléments finis

### 5.3.5 Influence de la géométrie

En vue de réduire les temps de calcul par la diminution du nombre d'éléments des modèles sans nuire à la qualité des résultats de simulation, une stratégie consiste à exploiter la symétrie que présente la géométrie d'un carénage. Ainsi, on propose de modéliser uniquement le demi-modèle du carénage en s'assurant de mettre les bonnes conditions de symétrie par rapport à l'axe adéquat. Le demi-modèle du carénage de profil AMM12-6(5°) est présenté dans la Figure 5.13.

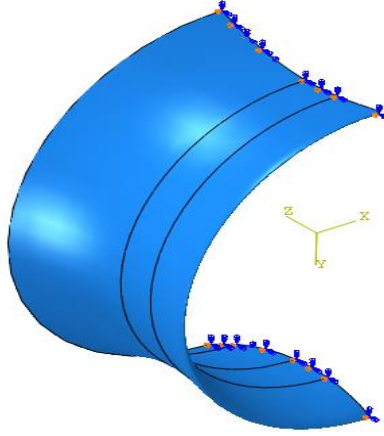


Figure 5.13: Modélisation du demi-modèle de carénage de profil AMM12-6(5°)

Les résultats de la simulation du demi-modèle sont comparés à ceux du modèle complet. Une symétrie du champ de contraintes est observée, comme le montre la Figure 5.14. Les contraintes du modèle complet et du demi-modèle présentent les mêmes allures et sont équivalentes. Ce résultat nous permet de ne travailler que sur la moitié du carénage.

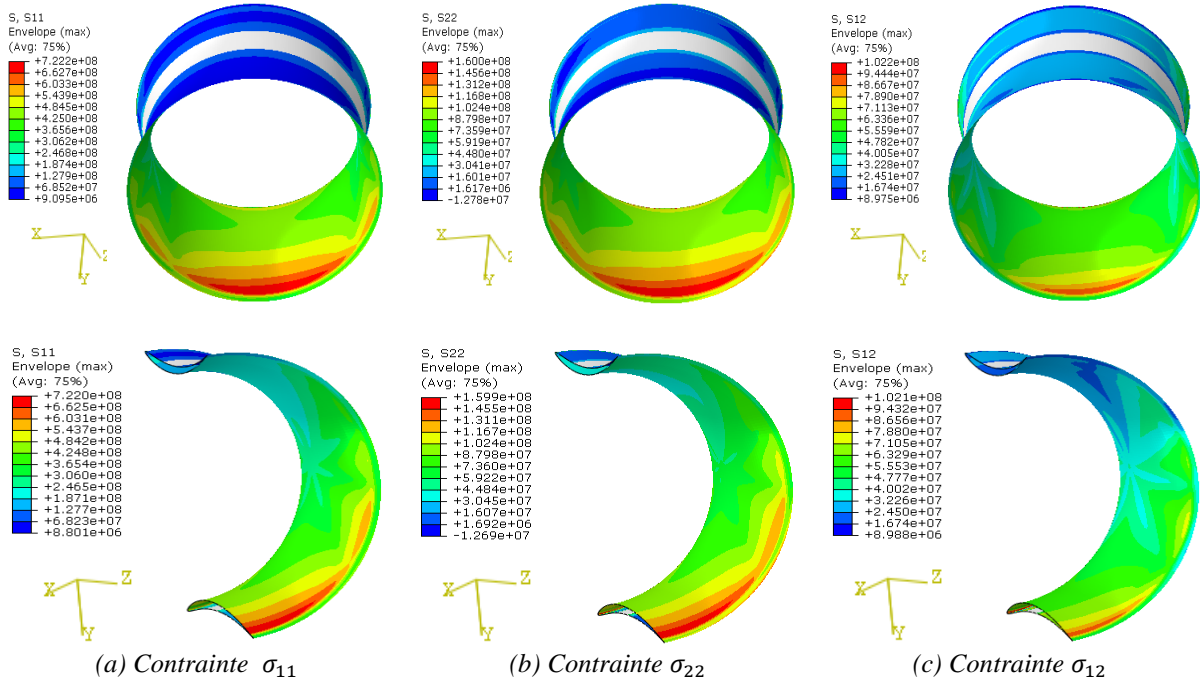


Figure 5.14: Comparaison des champs de contraintes entre le modèle complet et le demi-modèle

## 5.4 COMPARAISON DES GEOMETRIES DE CARENAGE

La stratification  $[45/-45/0/90/90/0/-45/45]_2$ , retenue dans la section 5.3.3, est maintenant utilisée pour modéliser les demi-modèles des autres géométries de carénage. Une comparaison de la déflexion et du ratio « puissance/masse », à encombrement et volume égaux, est présentée dans le Tableau 5.6.

Profil	Incidence (degrés)	Rapport ( $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$ )	Epaisseur (mm)	Masse ( $10^3 \text{ Kg}$ )	Déflexion au bord de fuite (%)	Ratio «Puissance/Masse» (Watt/kg)
AMM 12-6	0	1	10	23.65	1.56	98.94
	2	0.975	10	23.46	1.62	100.44
	5	0.925	10	22.86	1.71	103.17
AMM 0-6	9	0.85	10	22.98	1.48	113.49
	11	0.82	10	22.67	1.47	122.32

Tableau 5.6: Comparaison de la déflexion maximale et du ratio «puissance/masse» des différentes formes de carénage à encombrement égal ( $D_{\text{sortie}} = 20m$ )

Les résultats montrent que les carénages ayant un profil cambré sont plus sensibles à la déflexion au bord de fuite, ceci malgré le fait que leur incidence soit inférieure à celle des carénages à profil symétrique. Le carénage AMM12-6 à 5° d'incidence présente le carénage ayant la déflexion la plus grande.

Par ailleurs, les différentes géométries de carénage présentent toute une déflexion maximale inférieure à 2%. Ainsi, un critère de rupture doit être considéré pour localiser les zones où un endommagement peut s'initier. Un critère d'initiation des dommages doit être cependant adopté pour évaluer les modes de rupture des différentes formes de carénage. Contrairement au critère de la contrainte/déformation maximale, le critère de Hashin (voir chapitre 4, section 4.7.2, Tableau 4.3) prédit le mode dominant qui influe la ruine d'un carénage en composite. La rupture interlaminaire n'est pas prise en compte dans ce critère.

Les zones rouges dans les Figure 5.15, Figure 5.16, Figure 5.17, Figure 5.18 et Figure 5.19 présentent les zones critiques de concentration de contraintes. Il est important de noter ici que le critère est dépassé pour tous les modes de ruine à l'exception de celui de la fibre en compression. Les valeurs maximales du critère sont présentées dans le Tableau 5.7. On remarque que le mode de ruine le plus critique est celui de la matrice en tension.

Carénage AMM12-6 (0°) De=20m			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>8.922e+00</b>	5.803e-01	<b>4.272e+01</b>	<b>1.241e+01</b>
Carénage AMM12-6 (2°) De=19.5m			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>8.770e+00</b>	4.978e-01	<b>3.527e+01</b>	<b>1.091e+01</b>
Carénage AMM12-6 (5°) De=18.5m			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>7.026e+00</b>	5.145e-01	<b>2.939e+01</b>	<b>9.001e+00</b>
Carénage AMM0-6 (9°) De=17m			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>5.405e+00</b>	4.027e-01	<b>2.579e+01</b>	<b>3.666e+00</b>
Carénage AMM0-6 (11°) De=16.4m			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>5.681e+00</b>	4.022e-01	<b>2.644e+01</b>	<b>2.917e+00</b>

Tableau 5.7: Valeurs maximales du critère de Hashin pour les différentes formes de carénage

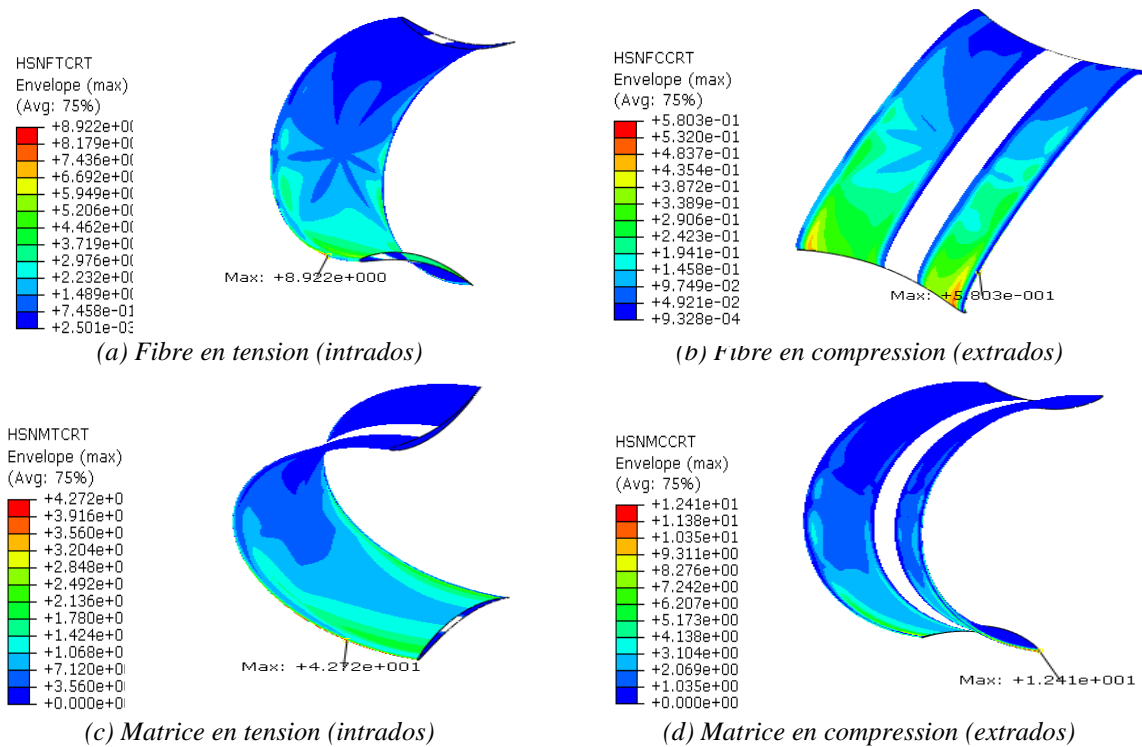


Figure 5.15: Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 0°

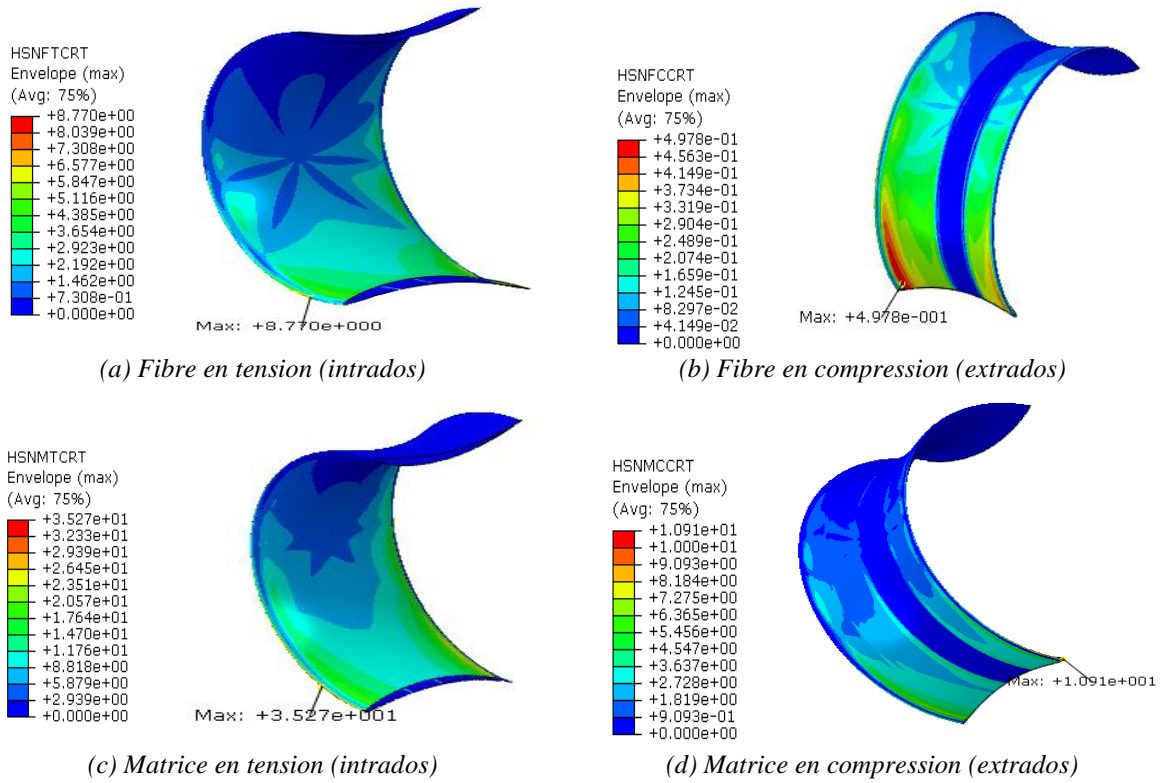


Figure 5.16: Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 2°

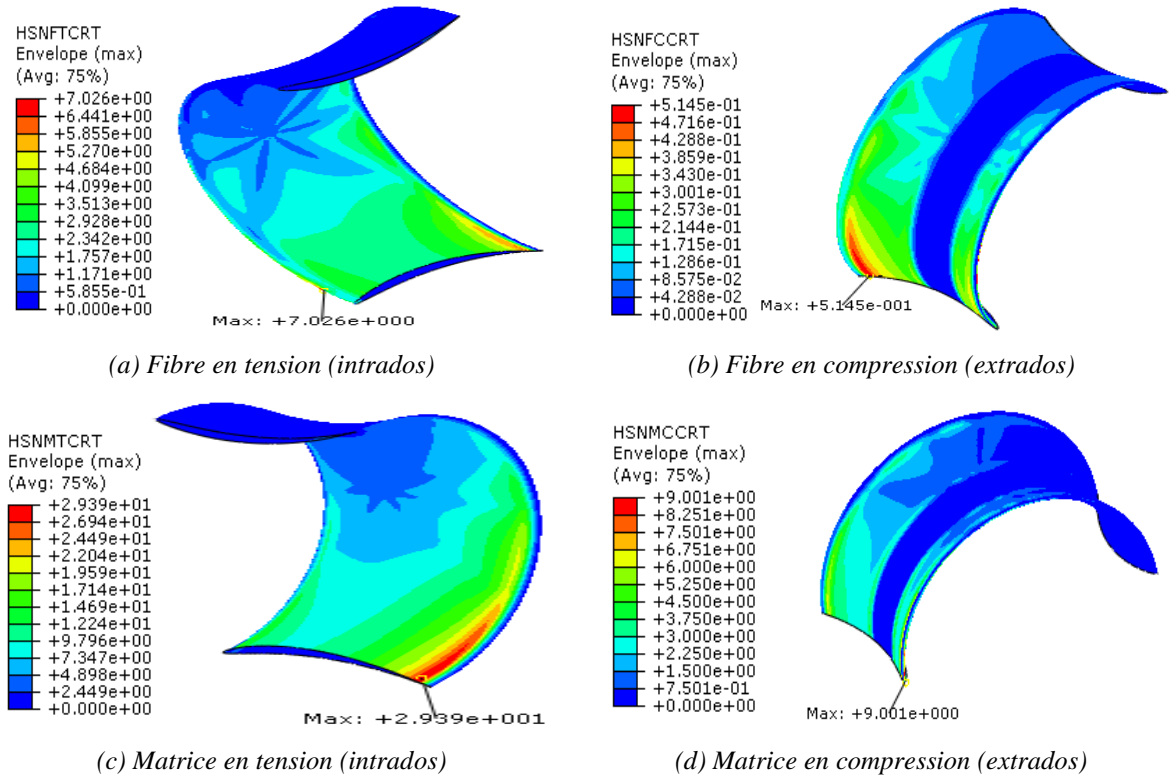


Figure 5.17: Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM12-6 à 5°



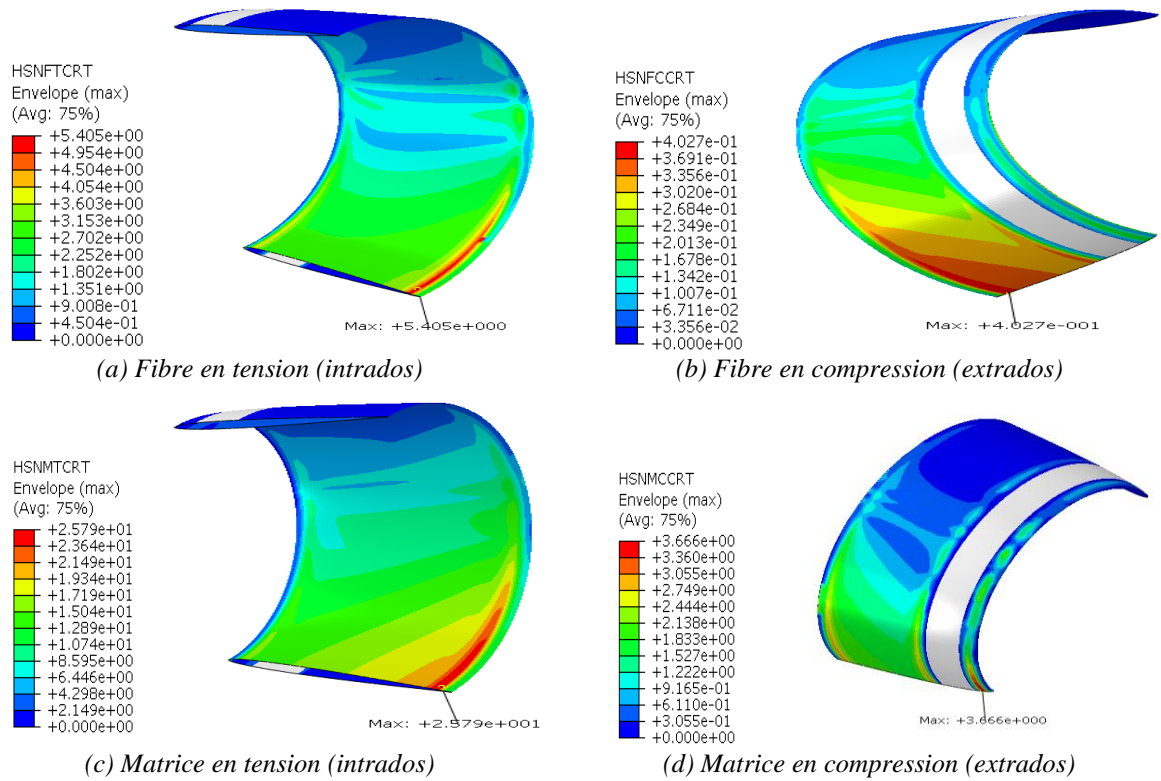


Figure 5.18: Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM 0-6 à 9°

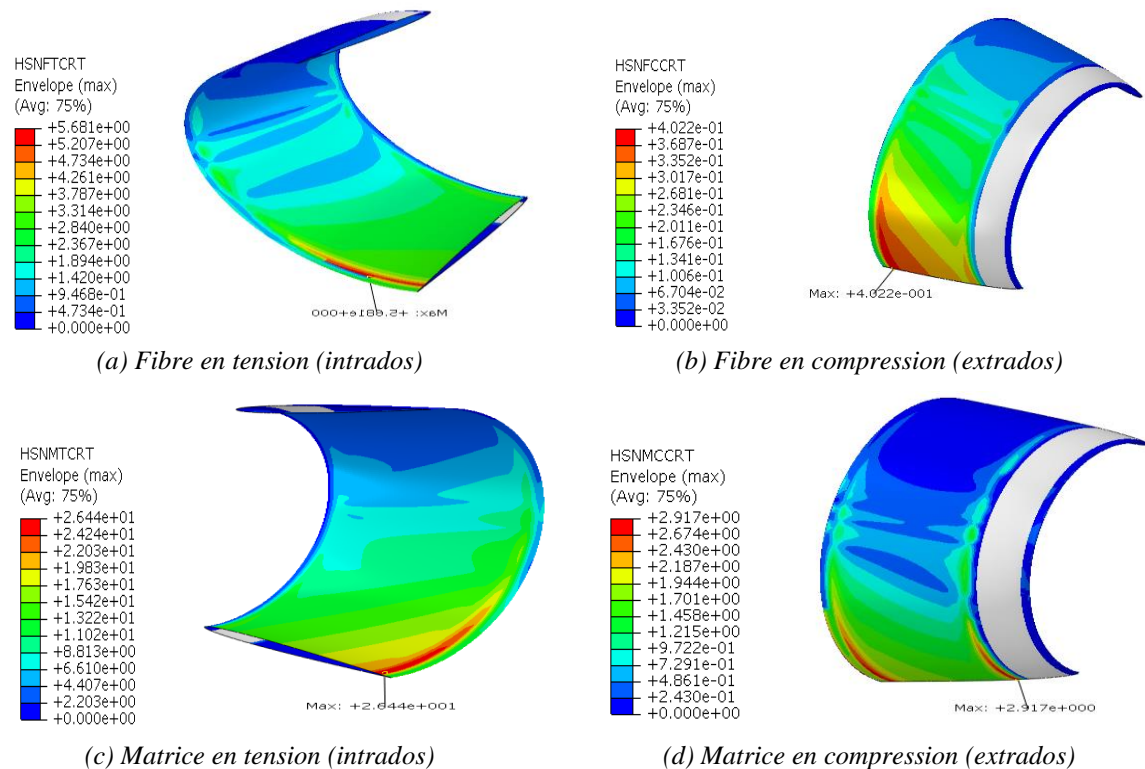


Figure 5.19: Position de la zone critique selon le critère de Hashin. Conception AMM 0-6 à 11°

Les zones de concentration de contraintes montrent qu'à l'intrados (intérieur du carénage) les fibres et la matrice sont soumises à une tension et qu'à l'extrados (extérieur du carénage) les



fibres et la matrice sont soumises à une compression. Ceci nous amène à conclure que les chargements appliqués aux carénages conduisent essentiellement à la flexion. Par ailleurs, une forte flexion d'un système de carénage conduit à une perte de portance, et par conséquent, à une perte de circulation autour du profil de carénage, ce qui constitue une source d'inefficacité hydrodynamique.

Les carénages ayant un profil cambré présentent la résistance la plus faible. Le carénage AMM12-6 (0°), pour lequel le diamètre d'entrée est équivalent au diamètre de sortie ( $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}} = 1$ ), présente le cas le plus critique (défavorable). Les zones les plus sensibles aux dommages sont situées dans les zones proches du bord d'attaque et du bord de fuite, comme le montre la Figure 5.15.

Ainsi, dans la suite de l'étude, nous avons décidé d'améliorer la résistance du carénage en intégrant un longeron à l'intérieur de la structure.

## 5.5 ETUDE D'UNE GEOMETRIE OPTIMALE

L'objectif que nous nous sommes fixé est d'observer le comportement avec l'intégration d'un longeron et de définir une géométrie optimale. Les valeurs maximales du critère de Hashin pour le carénage AMM12-6(5°) sont proches de la moyenne des valeurs maximales du critère de toutes les géométries de carénage (Tableau 5.8). Nous avons donc basé notre étude sur cette géométrie de carénage.

Moyenne des valeurs maximales du critère de Hashin			
Fibre		Matrice	
<i>Tension</i>	<i>Compression</i>	<i>Tension</i>	<i>Compression</i>
<b>7.160e+00</b>	4.795e-01	<b>3.192e+01</b>	<b>7.780e+00</b>

Tableau 5.8: Moyenne des valeurs maximales du critère de Hashin de toutes les géométries

Dans cette étude, nous utilisons l'optimisation géométrique car nous cherchons à trouver dans un premier temps uniquement la géométrie optimale de longeron. Cette étude consiste donc à trouver la meilleure géométrie possible du longeron. Les objectifs sont de minimiser la masse, donc de maximiser le ratio « puissance/masse », et d'améliorer la résistance mécanique globale de la structure. Nous travaillons sous l'effet d'un chargement statique (application de trois chargements : pression hydrodynamique, pression hydrostatique et force de gravité).

En effet, le problème qui nous intéresse consiste à trouver le meilleur compromis entre performances, masse du carénage et résistance mécanique. Le rôle du longeron serait cependant de réduire au maximum les efforts tout en minimisant la masse.

### 5.5.1 Paramètres d'optimisation

Pour effectuer l'optimisation de la forme du longeron, nous devons définir les variables importantes qui possèdent une incidence sur le comportement de la structure. Celles-ci

représentent les paramètres à optimiser. Dans cette étude, nous avons choisi les paramètres suivants :

- Position du longeron (proche du bord d'attaque ou du bord de fuite) ;
- Forme du longeron (I, carrée et H) ;
- Largeur du longeron ;
- Espacement (échantillonnage) ;
- Matériaux du longeron (verre/polyester et carbone/époxy pour les peaux. Corcell, Balsa et PVC pour l'âme).

Ces paramètres ont été choisis en raison de leur influence sur les contraintes. Une fois le longeron optimisé, sa géométrie est conservée pour le reste du calcul. Un exemple de géométrie de longeron est présenté dans la Figure 5.20 (a). Les matériaux et les stratifications constituant les longerons sont montrés dans la Figure 5.20 (b).

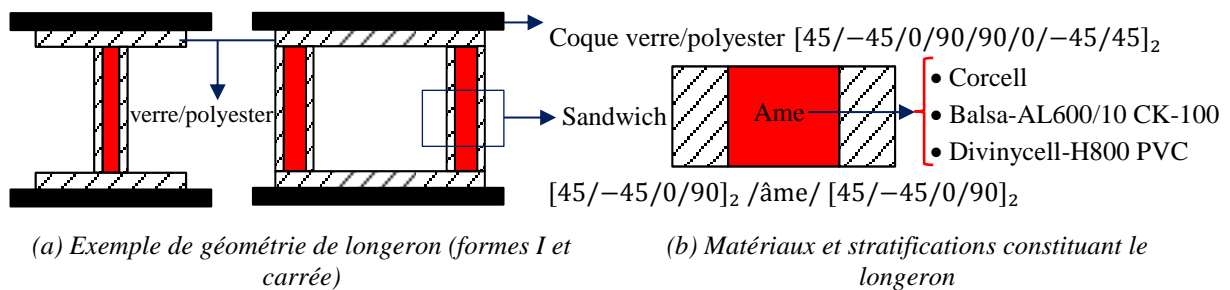
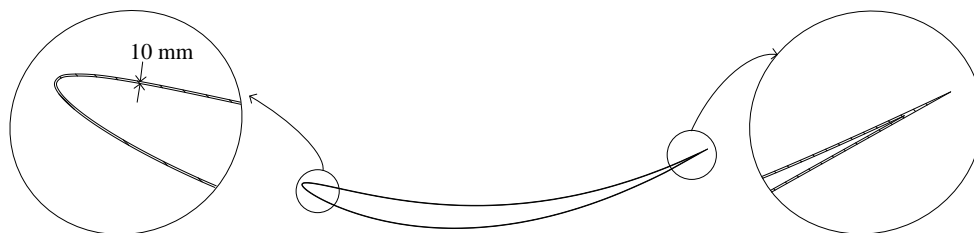


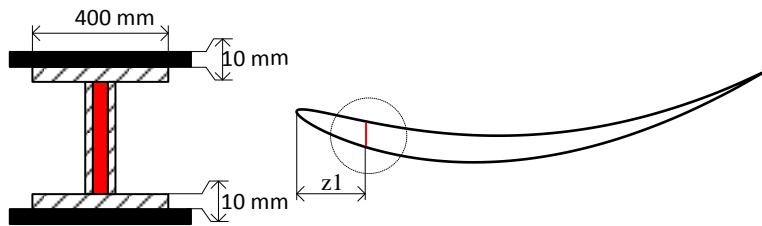
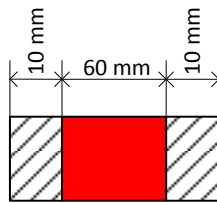
Figure 5.20: Matériaux et stratifications adoptés pour les longerons

### 5.5.2 Géométrie optimale de longeron

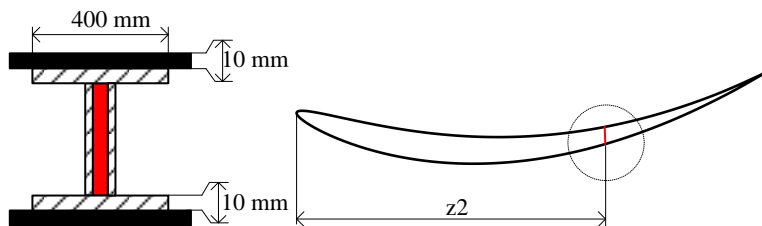
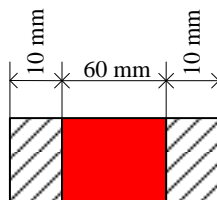
Les différentes géométries de longerons considérées dans cette étude sont présentées dans la Figure 5.21. Les sections de profil étudiées possèdent 11 géométries et 3 combinaisons (géométries D4, D5 et D6) associées à l'influence de l'épaisseur du longeron, voir Figure 5.21 (e), (f) et (g).



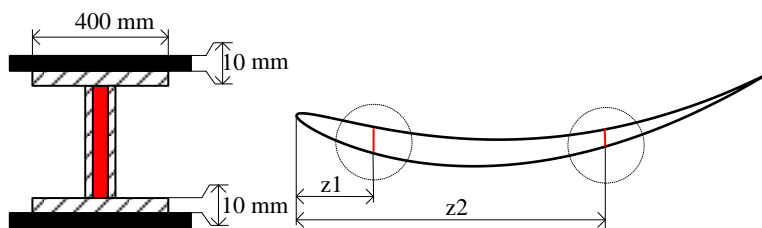
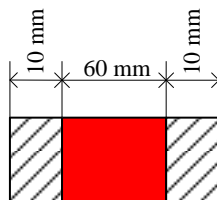
(a) Sans longeron (géométrie D0)



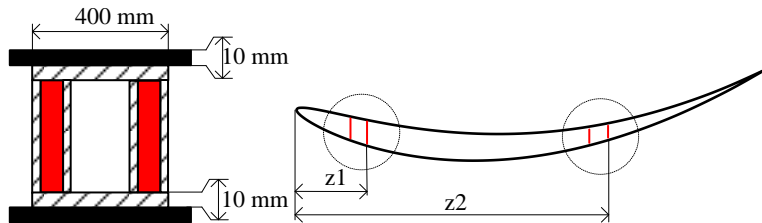
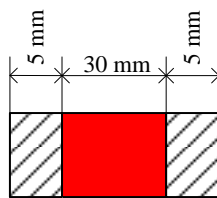
(b) Longeron en I à la position  $z1$  (géométrie D1)



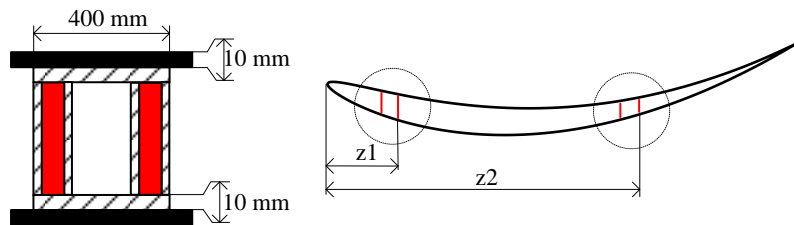
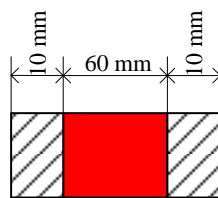
(c) Longeron en I à la position  $z2$  (géométrie D2)



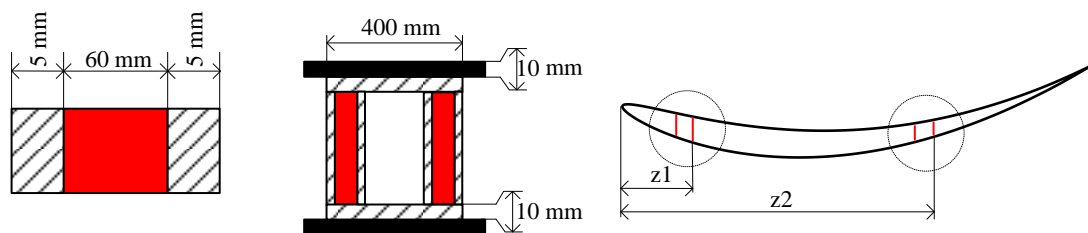
(d) Longerons en I aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D3)



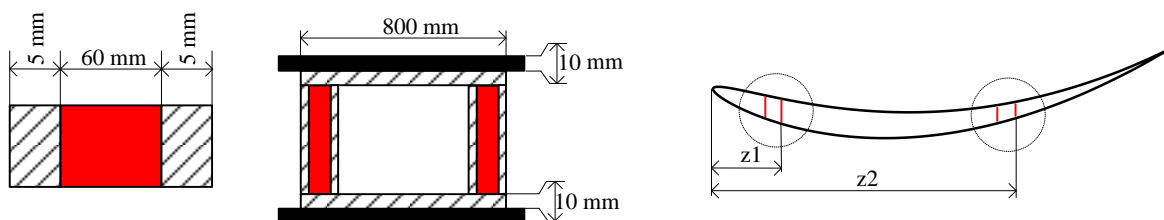
(e) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D4)



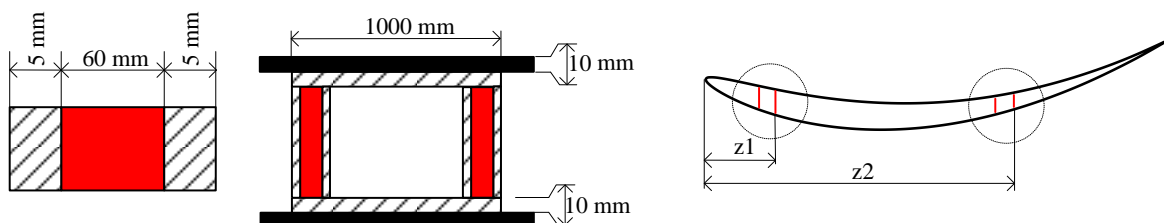
(f) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D5)



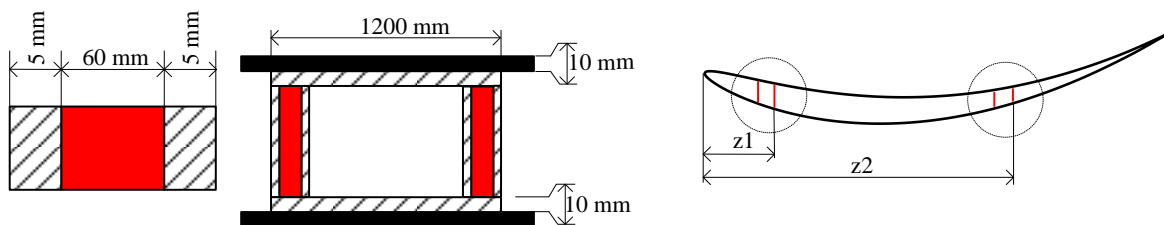
(g) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D6)



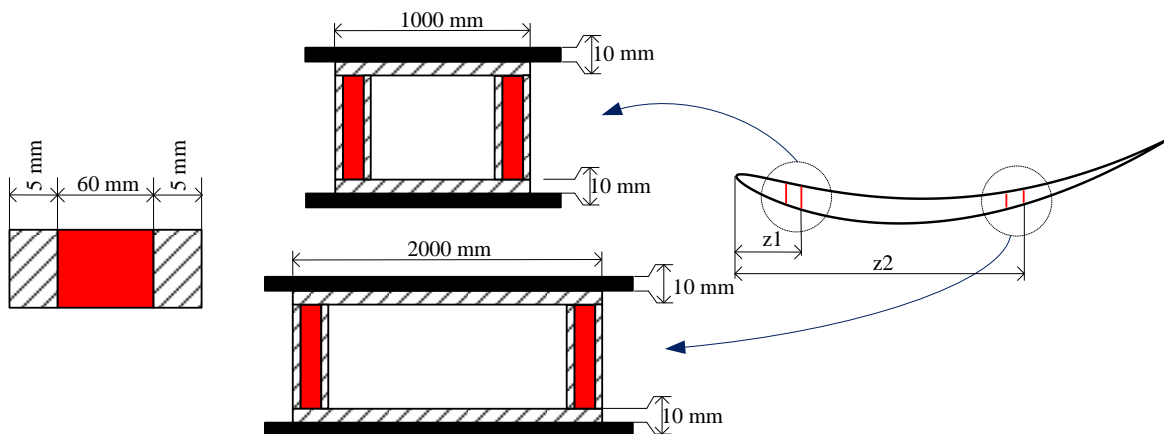
(h) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D7)



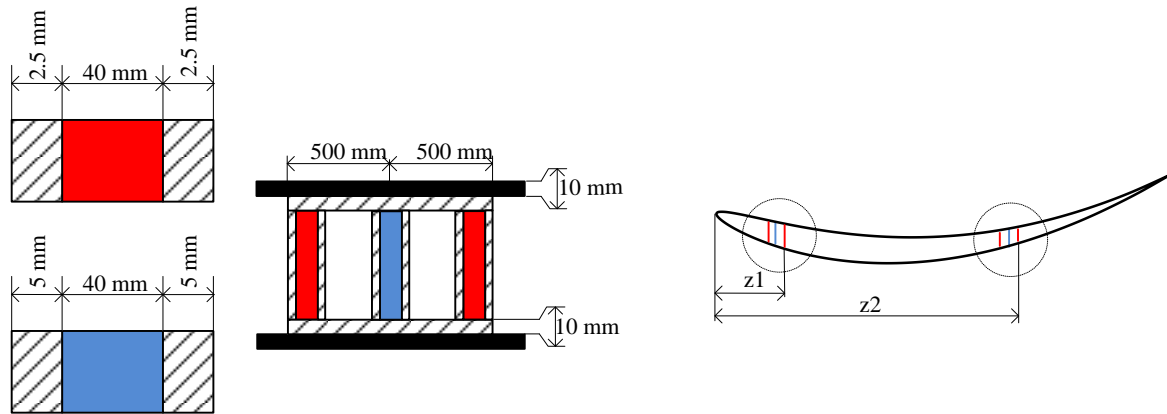
(i) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D8)



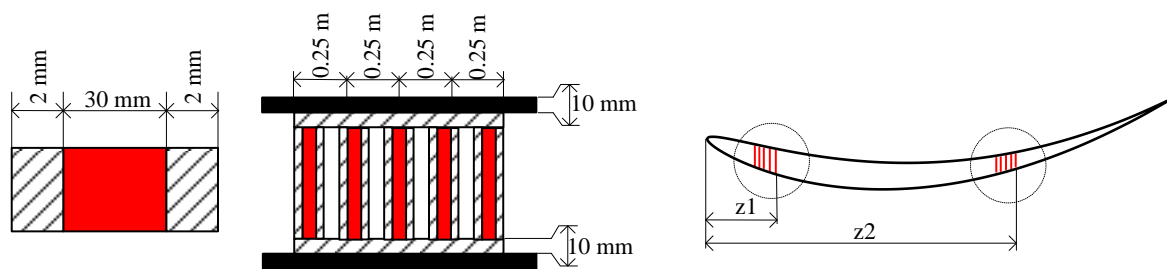
(j) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D9)



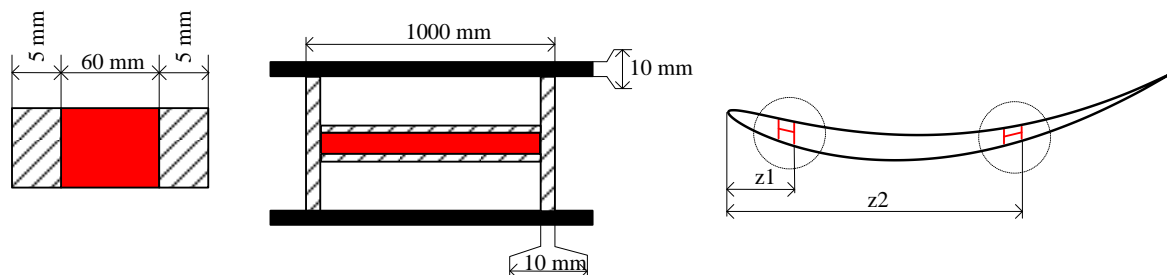
(k) Longerons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D10)



(l) Longérons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D11)



(m) Longérons en forme carrée aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D12)



(n) Longérons en forme H aux positions  $z1$  et  $z2$  (géométrie D13)

Figure 5.21: Sections de longerons testées dans l'optimisation géométrique

En augmentant l'épaisseur de la coque du carénage, on diminue les contraintes mais on augmente aussi significativement la masse totale, ce qui réduit le ratio « puissance/masse ». Nous cherchons donc d'abord à connaître le positionnement idéal du longeron avant de traiter les épaisseurs. Une fois que la géométrie optimale sera définie, une deuxième étude devra traiter les épaisseurs afin d'assurer l'intégrité structurelle du carénage.

La Figure 5.22 (a), (b) et (c) présente les contraintes maximales des différentes formes de longerons. Afin de corréliser avec les matériaux utilisés dans l'industrie navale, trois matériaux (Corcell, Balsa et PVC) constituant l'âme des structures sandwich sont explorés. Les propriétés mécaniques des âmes Corcell et PVC constituant les structures sandwich sont disponibles dans Issac et Ishai (2006) [7]. Les propriétés mécaniques du Balsa sont fournies par le fabricant Baltek. Les propriétés sont présentées en annexe A.3.

Au vu des résultats obtenus, nous pouvons affirmer que l'intégration d'un longeron permet de diminuer les contraintes et la déflexion maximale. On note également une baisse des contraintes près du bord d'attaque. En effet, l'intégration d'un longeron permet de diffuser les contraintes. On constate que la nature du matériau de l'âme dans les structures sandwich constituant les longerons n'affecte que très peu la valeur des contraintes situées au bord de fuite du carénage. Par exemple, pour la géométrie D8, la contrainte maximale  $S_{11}$  située au bord de fuite du carénage varie de 599.8 MPa pour l'âme Corcell à 601.4 MPa pour l'âme Balsa et 600.6 MPa pour l'âme PVC.

Afin d'observer de manière plus précise l'influence de la géométrie du longeron, les résultats sont synthétisés dans la Figure 5.23 (a), (b) et (c). La déflexion maximale, la masse et le ratio « puissance/masse » sont présentés. Les résultats montrent que la forme optimale serait composée d'un longeron de section carrée ayant une largeur de 1m (géométrie D8 présentée dans la Figure 5.21 (i)). La comparaison du ratio « puissance/masse » nous amène à choisir l'âme des structures sandwich en Corcell.

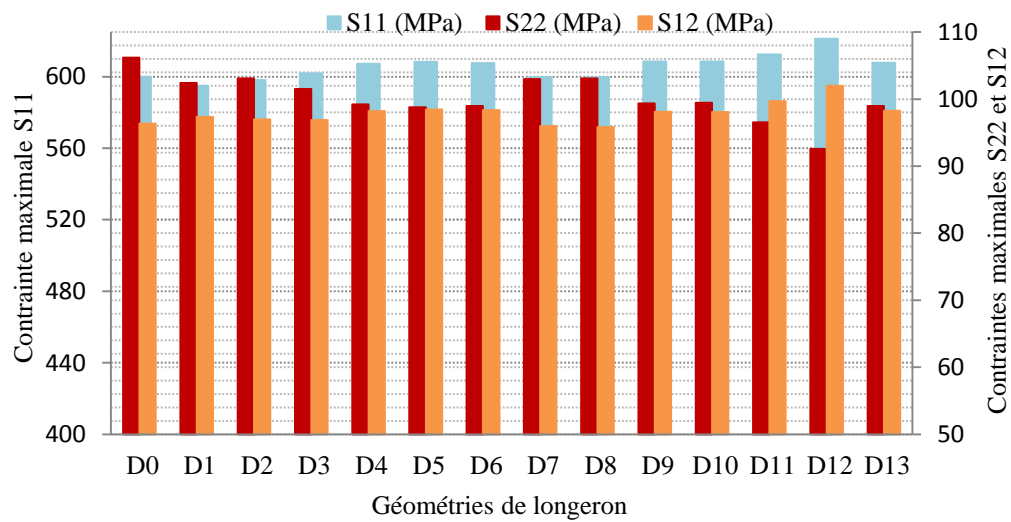
Les résultats présentés dans cette section sont intéressants car ils indiquent la géométrie optimale et la meilleure position du longeron à placer dans le carénage. Même si c'est le longeron D2 (Figure 5.21 (b)) qui est le plus léger, le longeron D8 (Figure 5.21 (i)) semble le plus approprié pour une diminution notable des contraintes. Cette géométrie de longeron permet de mieux diffuser les contraintes auxquelles le carénage est confronté.

La géométrie du longeron D8 réalisé en verre/polyester est maintenant comparée à déflexion égale avec le même longeron en carbone/époxy. Les propriétés mécaniques du carbone/époxy sont données par le fabricant Hexcel (AS4/3501-6) [8] (voir annexe A4). Les dimensions du longeron en carbone/époxy sont présentées dans la Figure 5.24.

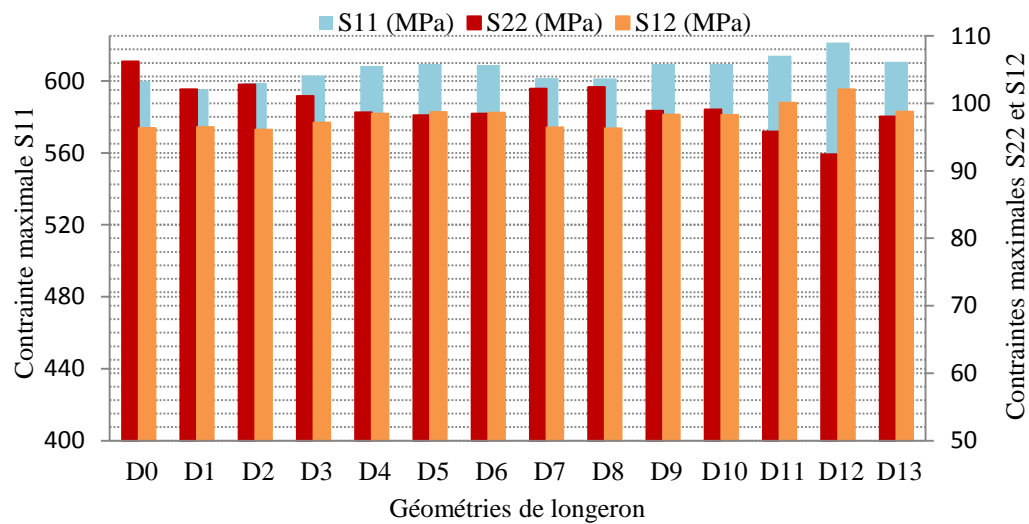
La comparaison présentée dans le Tableau 5.9 montre qu'à déflexion égale, l'utilisation d'un longeron en carbone/époxy offre un gain de poids de 12.72%, conduisant ainsi à un meilleur ratio «puissance/masse» en comparaison avec le même longeron en verre/polyester.

<i><b>Longeron D8</b></i>	<i><b>Verre-polyester</b></i>	<i><b>Carbone-époxy</b></i>	<i><b>Gain %</b></i>
Déflexion maximale (%)	1.549	1.548	≈ 0
Volume (m <sup>3</sup> )	20.541	18.918	+7.901
Masse (10 <sup>3</sup> kg)	29.589	25.825	+12.720
Ratio Puissance/Masse (W/kg)	79.716	91.335	+14.575

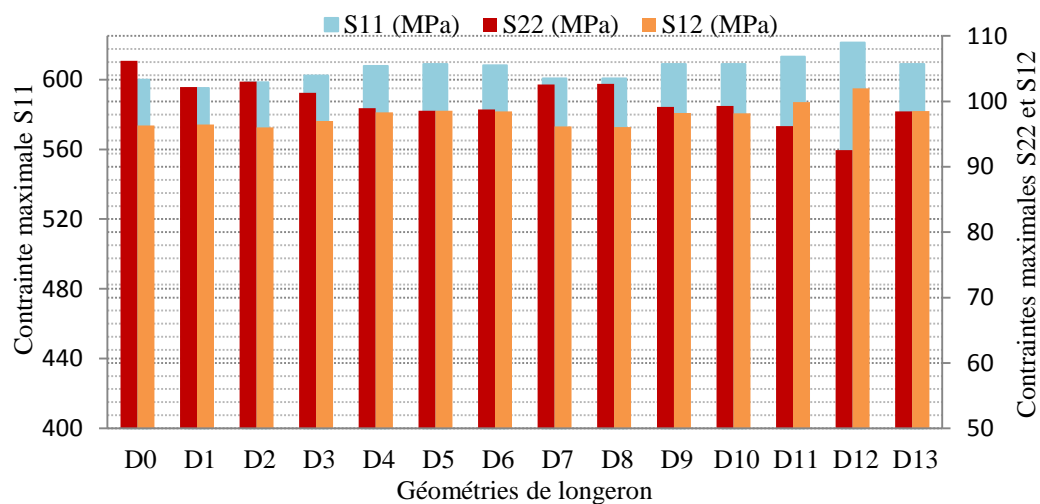
Tableau 5.9: Comparaison du longeron D8 en verre-polyester et en carbone-époxy à déflexion égale



(a) Ame en Corcell

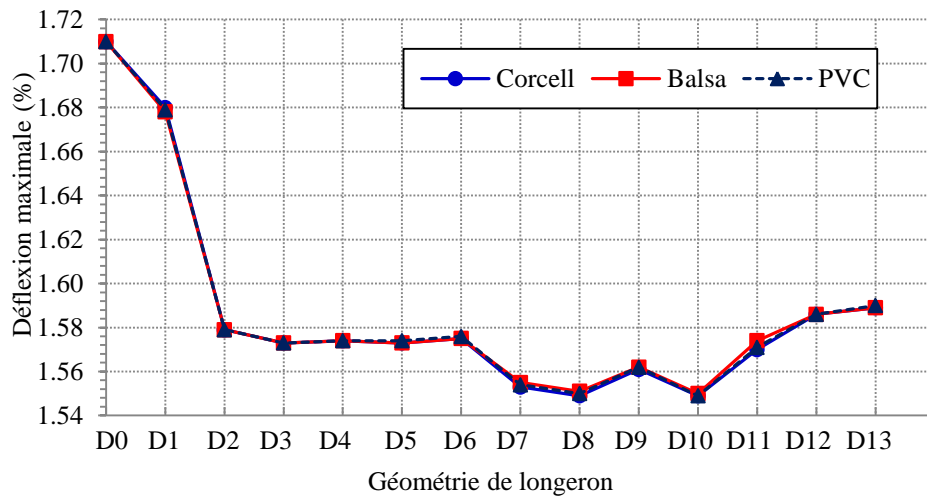


(b) Ame en Balsa AL600/10 Ck-100

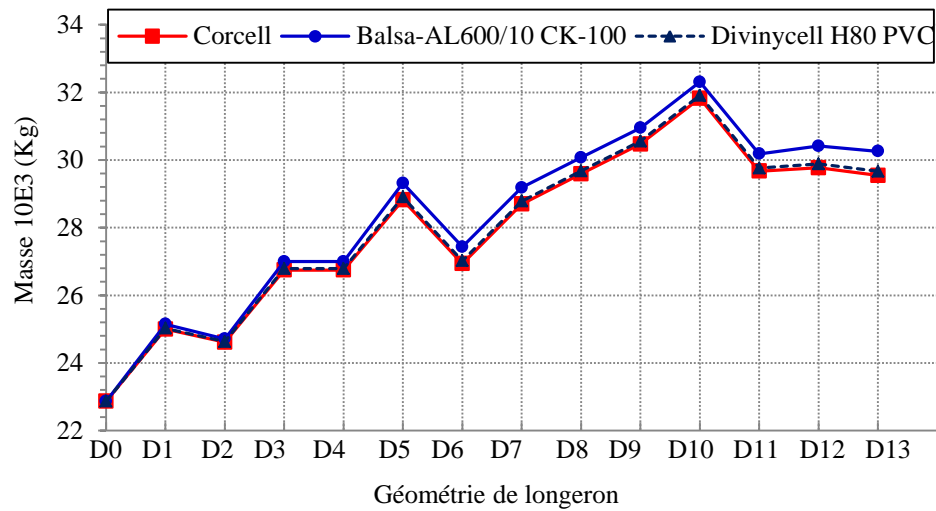


(c) Ame en Divinycell-H80 PVC

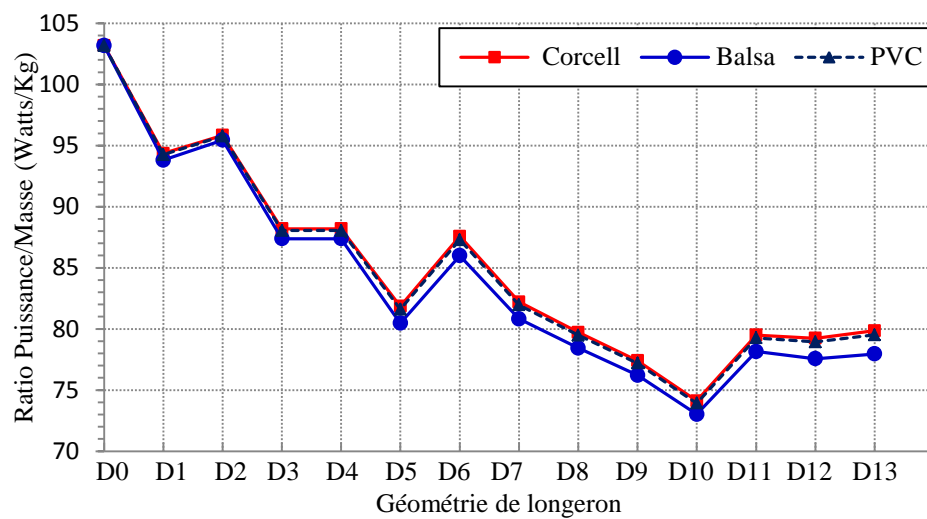
Figure 5.22: Contraintes maximales en fonction de la géométrie du longeron



(a) Déflexion maximale en fonction de la géométrie du longeron



(b) Masse en fonction de la géométrie du longeron



(c) Ratio « Puissance/Masse » en fonction de la géométrie du longeron

Figure 5.23: Optimisation géométrique de la forme du longeron (verre-polyester)



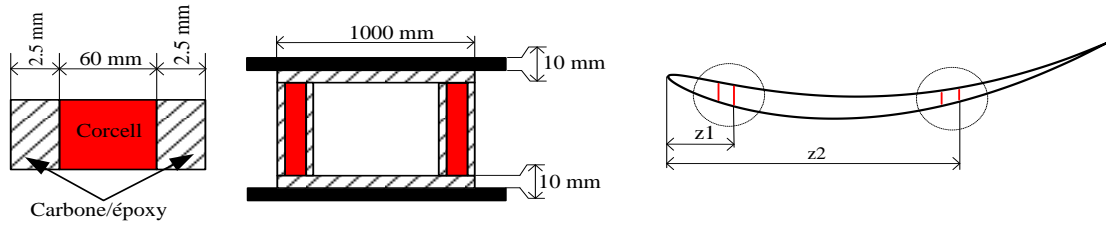


Figure 5.24: Dimensions du longeron D8 en carbone-époxy

Les valeurs maximales du critère de Hashin pour la fibre et la matrice des différentes configurations de carénage sont présentées dans les Figure 5.26 et Figure 5.26 respectivement.

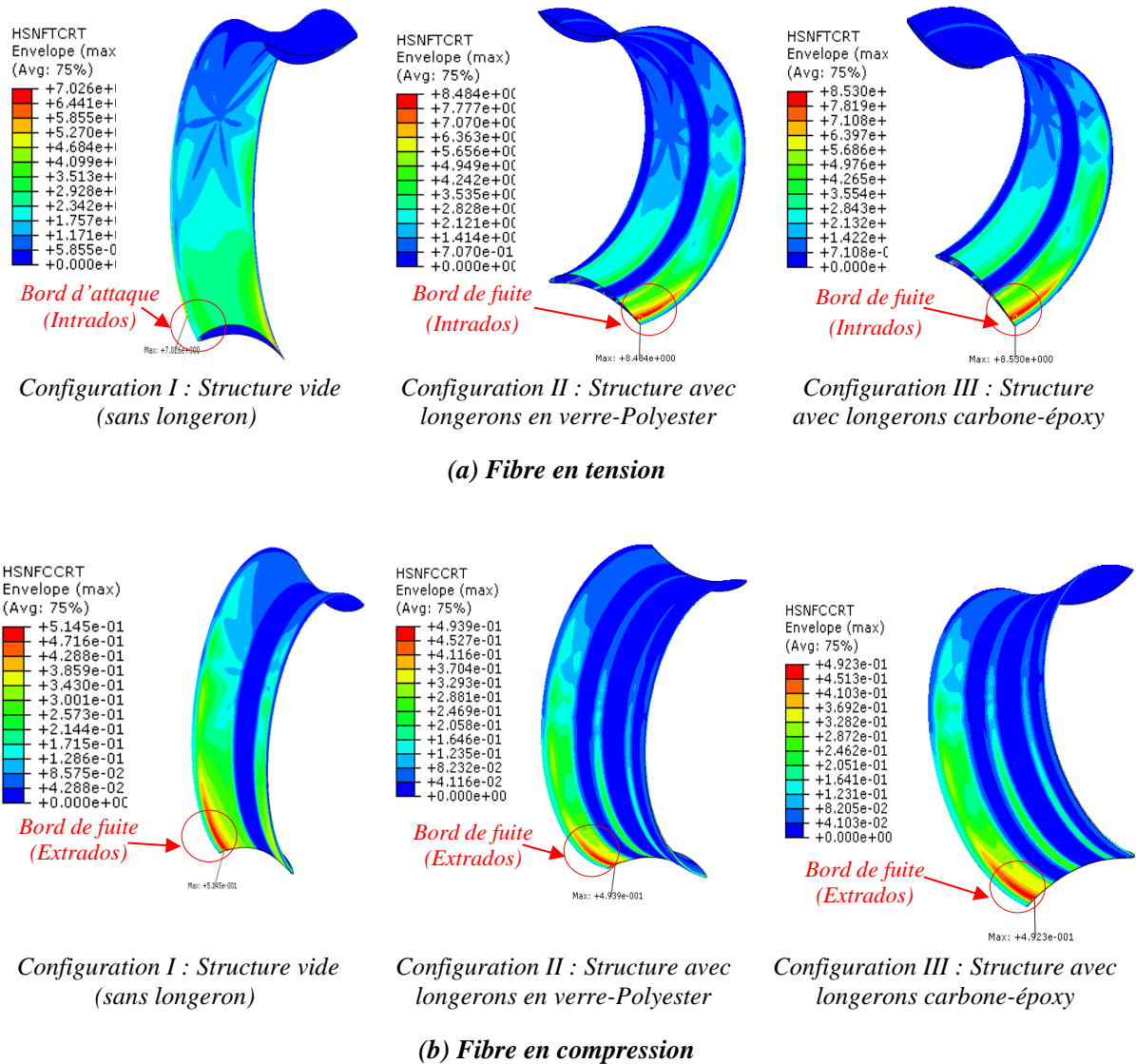


Figure 5.25: Etude des endommagements du carénage et comparaison des zones critiques de concentration de contraintes entre différentes configurations à déflexion maximale égale

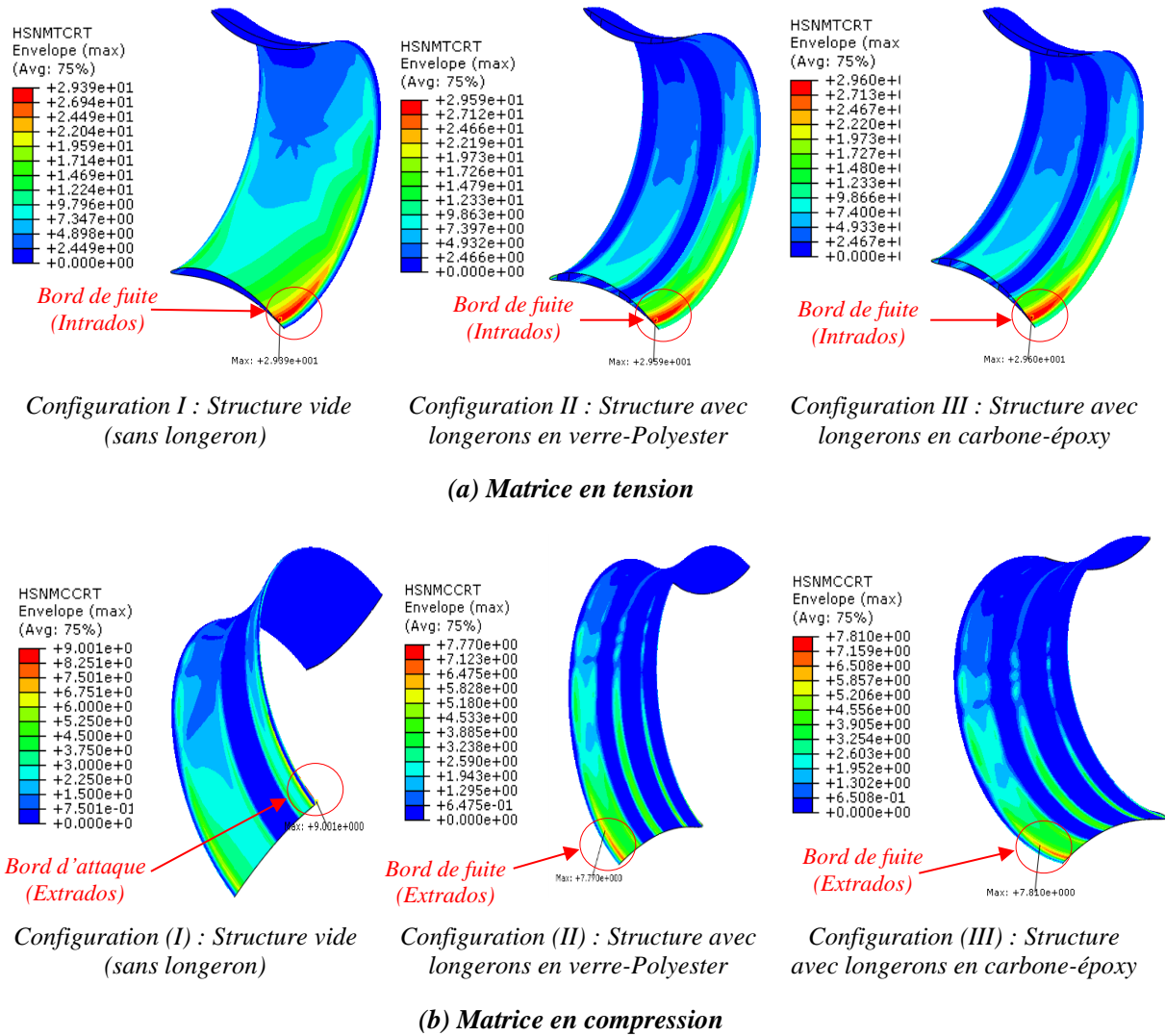


Figure 5.26: Etude des endommagements du carénage et comparaison des zones critiques de concentration de contraintes entre différentes configurations à déflexion maximale égale

La configuration I est une structure vide (sans longeron à l'intérieur), tandis que les configurations II et III sont des structures dotées de longerons dont la déflexion maximale est égale (voir Tableau 5.9). Le critère de Hashin pour les configurations II et III délivre des valeurs presque identiques. Ceci est dû au fait que ces deux configurations présentent une distribution similaire des contraintes induisant une déflexion maximale égale.

Lorsque des longerons sont présents à l'intérieur de la structure, le critère de ruine de la matrice en compression (Figure 5.26 (b)) est réduit de 14% et le point critique de concentration de contraintes est transféré au bord de fuite. Une réduction de 4.32 % a été observée pour le critère de rupture des fibres en compression (Figure 5.25 (b)). Le critère des fibres en tension ne présente aucune réduction notable mais le point critique a été transféré au bord de fuite, comme le montre la Figure 5.25 (a). Cette étude a montré que l'intégration de longerons dans la structure du carénage apporte de réelles améliorations sur la résistance, la distribution des contraintes et la déflexion maximale.

### 5.5.3 Optimisation des épaisseurs

Suite aux résultats obtenus, la deuxième étape dans la procédure d'optimisation consiste à optimiser les épaisseurs pour satisfaire toutes les conditions du critère de Hashin afin d'assurer l'intégrité structurelle. L'épaisseur est essentiellement imposée par les déformations issues des chargements appliqués. S'il y a rupture du composite, on redimensionne l'épaisseur du stratifié en augmentant le nombre des plis ou bien en intégrant des structures sandwich dans les zones critiques. La direction des fibres peut être aussi modifiée. Si le critère de rupture est loin d'être atteint, l'épaisseur du profil est rétrécie en diminuant le nombre des plis ou en diminuant l'épaisseur de l'âme des zones sandwich. Par ailleurs, le renforcement de l'épaisseur du carénage conduit à augmenter la masse du carénage et donc à réduire le ratio « puissance/masse ». Cependant, le renforcement de l'épaisseur ne doit pas provoquer une augmentation significative de la masse totale.

Plusieurs itérations sont réalisées pour satisfaire le critère de Hashin, comme le montre le Tableau 5.10. L'utilisation d'une structure sandwich dans les zones sensibles aux dommages permet de satisfaire le critère de rupture tout en minimisant la masse par rapport à un renforcement avec un stratifié, comme le montre la masse obtenue aux itérations 1 et 2. La variation de l'épaisseur des couches du composite le long du profil de carénage à la dernière itération du calcul (itération 11) est présentée dans la Figure 5.27 (voir annexe A.5 pour les autres itérations).

Toutes les itérations montrent que le bord de fuite demeure sensible aux dommages matriciels, particulièrement pour le mode tension. Ceci est dû aux concentrations de contraintes dans cette zone. Le bord de fuite en matériau monolithique est renforcé par 32 plis à l'itération 3, par 8 plis à l'itération 10 et finalement par 3 plis à l'itération 11 par rapport à l'itération 0 qui comporte 16 plis et dont la distribution de matériau est illustrée à la Figure 5.28 (a). Lors de l'itération 7, l'épaisseur des peaux est augmentée de 67% par rapport à l'itération 6 pour satisfaire le critère de la matrice en mode tension. Lors de l'itération 9, les longerons situés aux positions z1 et z2 et le sandwich situé dans la zone entre ces 2 longerons (sandwich-2) sont renforcés de 8 plis. Chaque pli composite possède une épaisseur de 0.625mm. Les itérations 1 et 11 présentent des valeurs de critère similaires mais un gain de masse de 24% est obtenu. L'optimisation est cependant arrêtée à l'itération 11, permettant ainsi de satisfaire le critère de Hashin pour une masse minimale. La variation de l'épaisseur optimale des couches de composite le long de la section du carénage est présentée dans la Figure 5.28 (b). Ainsi, les zones endommagées ont été significativement réduites pour tous les modes du critère, comme le montre la Figure 5.29 (a), (b), (c) et (d).

Dans cette étude, une procédure itérative a permis de satisfaire le critère de Hashin où chaque itération présente une distribution de matériaux (stratifié/sandwich) et une variation de l'épaisseur du profil. Ainsi, d'une itération à l'autre, les valeurs de conception (l'épaisseur, la masse et le critère de rupture) se rapprochent de leurs valeurs optimales.

	Itérations	Epaisseur de l'âme (Corcell)	Fibre		Matrice		Masse $10^3$ kg
			Tension	Compression	Tension	Compression	
stratifié $t_{s0} = 10mm$	0	$0 t_{s0}$	8.484 e0	4.939 e-1	2.959 e0	7.770 e0	59.34
stratifié $t_{s1} = 36.875mm$	1	$0 t_{s1}$	4.604 e-1	3.076 e-2	1.013 e-1	3.016 e-1	86.50
Sandwich $t_{s2} = 20mm$	2	$4 t_{s2}$	9.194 e-1	4.280 e-2	2.191 e0	6.346 e-1	52.80
Sandwich $t_{s3} = 12 mm$	3	$4 t_{s3}$	1.896 e0	5.009 e-2	2.970 e0	1.266 e0	43.60
	4	$6 t_{s3}$	1.830 e0	4.639 e-2	3.058 e0	8.808 e-1	44.70
	5	$8 t_{s3}$	1.745 e0	4.746 e-2	3.160 e0	8.346 e-1	45.82
	6	$10 t_{s3}$	1.648 e0	4.880 e-2	3.341 e0	8.185 e-1	46.92
Sandwich $t_{s2} = 20 mm$	7	$4 t_{s2}$	9.185 e-1	4.261 e-2	1.548 e0	5.121 e-1	56.14
	8	$6 t_{s2}$	8.901 e-1	4.283 e-2	1.575 e0	5.077 e-1	57.98
	9	$4 t_{s2}$	6.804 e-1	4.108 e-2	1.525 e0	4.785 e-1	59.82
	10	$4 t_{s2}$	6.408 e-1	3.211 e-2	1.117 e0	3.424 e-1	60.64
	11	$4 t_{s2}$	5.408 e-1	2.980 e-2	9.693 e-1	3.143 e-1	66.24

Tableau 5.10: Itérations réalisées lors de l'optimisation des épaisseurs le long du profil

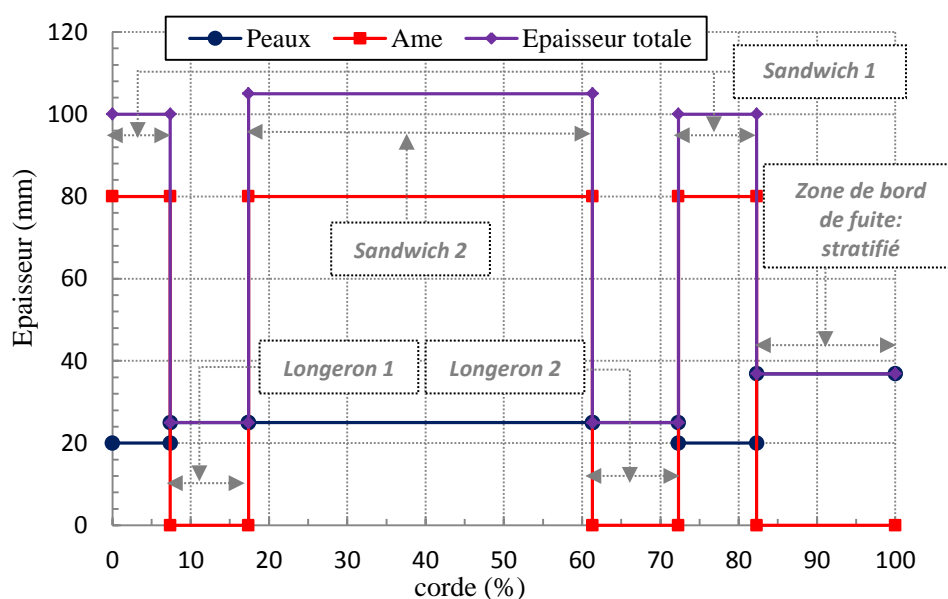


Figure 5.27: Variation de l'épaisseur des couches de composite le long du profil (itération 11)

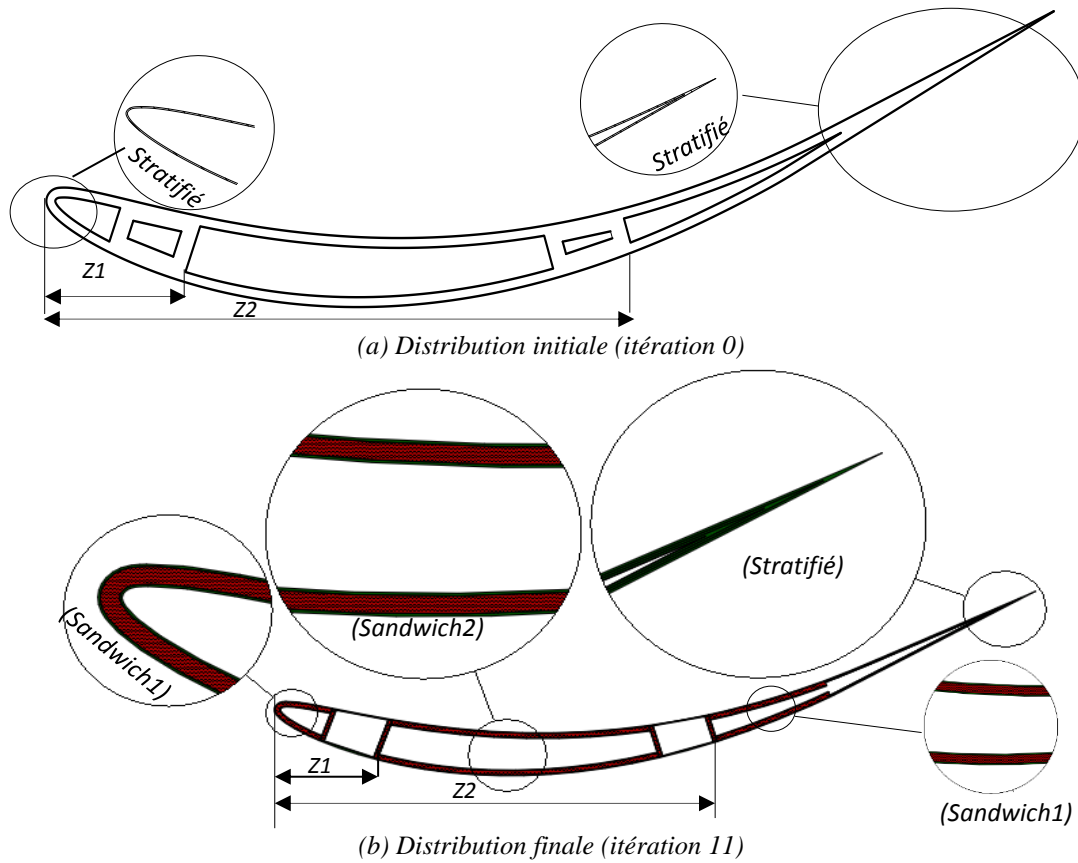


Figure 5.28: Distribution des matériaux et variation de l'épaisseur le long du profil

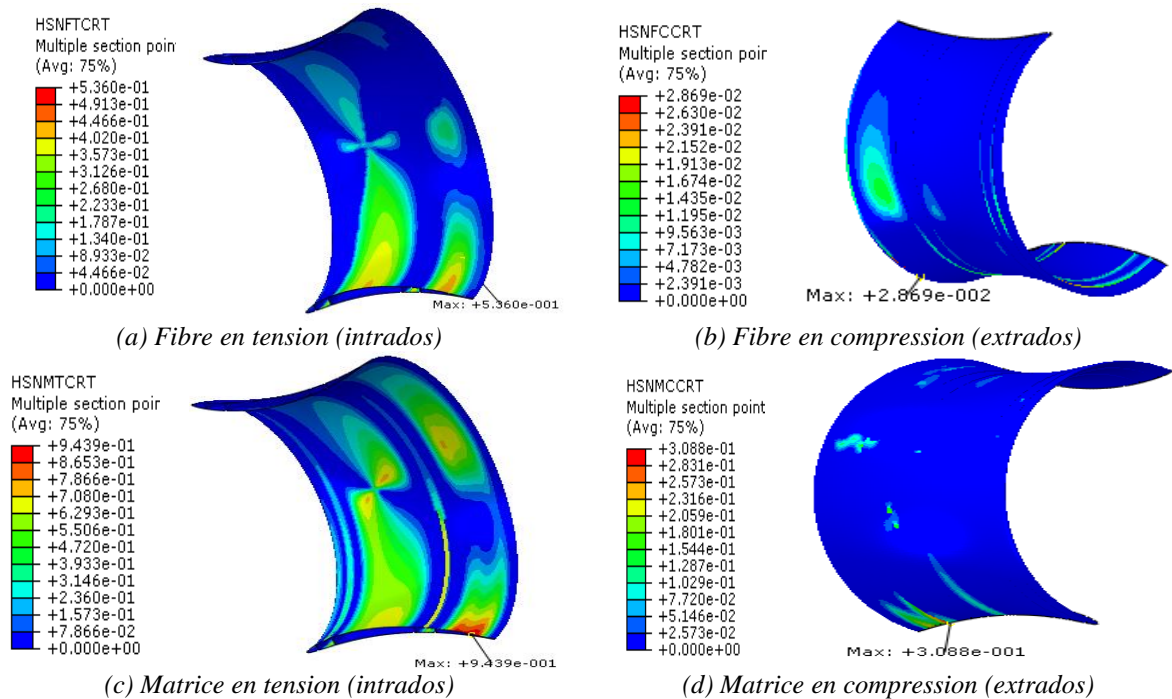


Figure 5.29: Distribution des contraintes lors de la dernière itération (itération 11)

La Figure 5.29 (c) montre que le bord de fuite et la zone comprise entre les 2 longerons (zone de cambrure maximale) sont les zones les plus sensibles aux dommages matriciels. Pour

d'autres zones, comme le bord d'attaque et la zone abritant le longeron de position z1, une épaisseur plus faible est considérée.

Une optimisation dimensionnelle similaire à celle présentée précédemment est appliquée aux autres géométries de carénage. Les résultats des dernières itérations sont présentés dans le Tableau 5.11. Ainsi, pour chaque géométrie, le critère de Hashin est satisfait pour une quantité optimale de matière et une distribution d'épaisseur le long du profil.

Profil	$D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$	Fibre		Matrice		Masse 10 <sup>3</sup> kg
		Tension	Compression	Tension	Compression	
AMM 12-6-(0°)	1	6.351 e-1	2.082 e-2	9.731 e-1	2.610 e-1	68.54
AMM 12-6-(2°)	0.975	6.946 e-1	2.214 e-2	9.709 e-1	2.463 e-1	68.08
AMM 12-6-(5°)	0.925	5.408 e-1	2.980 e-2	9.693 e-1	3.143 e-1	66.24
AMM 0-6-(9°)	0.85	2.897 e-1	2.615 e-2	9.838 e-1	2.278 e-1	76.54
AMM 0-6-(11°)	0.82	2.134 e-1	1.907 e-2	9.933 e-1	6.420 e-2	79.54

Tableau 5.11 : Résultats des dernières itérations pour les différentes géométries de carénage

Une comparaison des ratios « puissance/masse » est présentée dans la Figure 5.30. Les résultats montrent que le carénage de profil AMM12-6 à 5 degrés d'incidence présente le meilleur ratio. A encombrement égal, lorsque le rapport des diamètres ( $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$ ) diminue, la zone de bord de fuite requiert un renforcement important pour satisfaire le mode 3 du critère de Hashin (rupture de la matrice en tension). Ceci justifie l'augmentation de la masse observée dans le Tableau 5 et induit ainsi une diminution du ratio « puissance/masse ». Lorsque le rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$  est égal à 1, la zone abritant le longeron de position z1 nécessite un renforcement supplémentaire (4 plis) en comparaison avec les rapports  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=0.975$  et  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=0.925$ . Pour ces deux derniers rapports de diamètre, la position de la cambrure maximale est plus proche du bord d'attaque qu'avec le rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=1$  et, par conséquent, la zone de cambrure maximale renforcée en matériau sandwich devient plus courte. Ceci explique l'augmentation de la masse lorsque le rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$  passe de 0.925 à 1. La Figure 5.31 présente les lois de comportement de chaque géométrie de carénage.

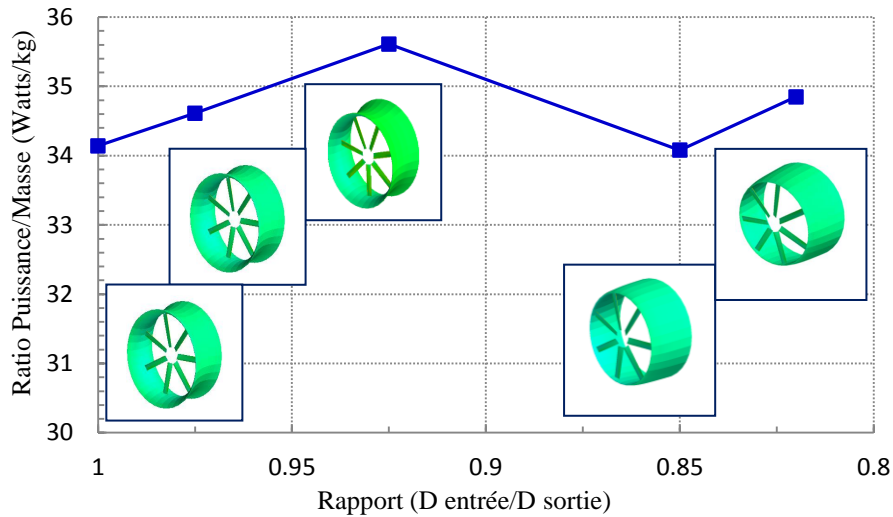


Figure 5.30: Ratio « puissance/masse » versus Rapport «  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}$  »

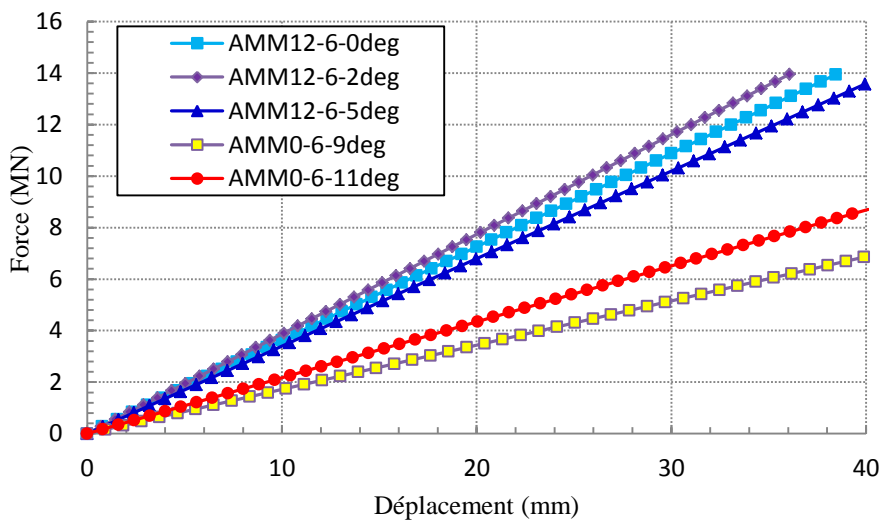


Figure 5.31: Réponse force-déplacement

On constate que dans le cas des structures composites de grandes dimensions, une seule épaisseur est insuffisante pour décrire la géométrie globale. La variation d'épaisseur, le matériau (stratifié ou sandwich) et l'orientation des plis constituent les principales variables de conception. Suite à la procédure itérative proposée dans cette étude, les endroits où l'empilement et l'épaisseur changent sont déterminés.

L'objectif de l'optimisation présentée ici était de minimiser la masse du carénage lorsque la structure de ce dernier était soumise à des contraintes de rigidité (déflexion maximale) et d'intégrité structurelle (pas de rupture du composite). Les résultats ont montré que le carénage ayant un rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=0.925$  (profil AMM12-6-5°) présente le meilleur ratio « puissance/masse » tout en satisfaisant l'intégrité structurelle. Ainsi, cette géométrie est retenue comme étant la meilleure configuration carénée (dimensions en annexe A.6).

## 5.5 CONCLUSION

L'objectif de ce chapitre était de faire la conception structurelle d'un carénage d'hydrolienne de grande dimension en matériaux composites. Si la conception de la géométrie externe du carénage de l'hydrolienne fait entrer en jeu des considérations hydrodynamiques, sa structure interne dépend de sa résistance aux chargements hydrodynamiques et hydrostatiques. Les pressions hydrodynamiques calculées au chapitre 3 ont dû être implémentées à la frontière du calcul éléments finis sous Abaqus. La projection des chargements a été réalisée par le biais de la routine Dload du progiciel Abaqus qui permet à l'utilisateur de spécifier une distribution de chargement. Ainsi, les sorties du calcul hydrodynamique sont maintenant considérées comme des données d'entrée dans le calcul de l'intégrité structurelle.

La conception structurelle du carénage s'est faite en deux phases. La première phase consistait à projeter les chargements (hydrodynamique et hydrostatique) en présence du rotor actif. La deuxième phase est une optimisation structurelle qui a permis de constater qu'un carénage avec des longerons à l'intérieur permettait de maximiser la rigidité de la structure pour une quantité de matière donnée. Lors de l'optimisation structurelle, les variables de conception étaient la géométrie et les dimensions du longeron ainsi que la distribution de l'épaisseur du composite le long de la section. L'objectif était de minimiser la masse du carénage tout en respectant la condition de résistance.

Le meilleur ratio puissance sur masse à encombrement égal favorise les sections cambrées plutôt que l'incidence. La masse totale de la tuyère retenue est inférieure à 70 tonnes. Il s'agit de la masse sans la génératrice. Avec la génératrice et surtout avec le trépied, le système complet sera bien entendu pesant dans l'eau.

D'un point de vue purement conceptuel, la réalisation de la tuyère en composite est complète. Cependant, nous avons voulu poursuivre le développement afin de calculer les risques d'endommagement dû à un impact avec des objets projetés sur la structure par le courant ou lors de la manutention. C'est l'objet du chapitre suivant.



## Bibliographie

- [1] G. Marsh, Tidal Turbines Harness the Power of the Sea. Reinforced Plastics, vol. 48, pp. 44–47, 2004.
- [2] H. Li, Z. Hu, K. Chandrashekhara, X. Du and R. Mishra, Reliability-Based Fatigue Life Investigation for a Medium-Scale Composite Hydrokinetic Turbine Blade. Ocean Engineering, vol. 89, pp. 230-242, 2014.
- [3] P. Harper and S. Hallett, Advanced Numerical Modelling Techniques for the Structural Design of Composite Tidal Turbine Blades. Ocean Engineering, vol. 96, pp. 272-283, 2015.
- [4] N. Lotrou, S. Moyne and J. M. Laurens, Calcul de la Réponse Dynamique d'un Gouvernail. Rapport ENSTA Bretagne, 2003.
- [5] O. R. Shah, Identification et Caractérisation des Propriétés Mécanique et Structurales en Endommagement Statique et Tenue en Fatigue d'une Pale Composite d'Eolienne Flottante. Thèse de Doctorat, 2014.
- [6] D. M. Grogan, S. B. Leen, C. R. Kennedy and C. M. O Bradaigh, Design of Composite Tidal Turbine Blades. Renewable Energy, vol. 57, pp. 151-162, 2013.
- [7] I. Daniel and O. Ishai, Engineering Mechanics of Composite Materials. Oxford University Press, 2006.
- [8] Hexcel's AS4/3501-6 Carbone/Epoxy, Unidirectional Prepreg. High Strength, Damage-Resistant, Structural Epoxy Matrix.



## CHAPITRE 6 :

---

### IMPACT SUR DES STRUCTURES COMPOSITES

#### Table des matières

---

6.1 CONTEXTE	175
6.2 ETAT DE L'ART SUR L'IMPACT	176
6.2.1 Les différentes catégories d'impact	177
6.2.2 Impact à basse vitesse	178
6.2.3 Impact à grande vitesse	178
6.2.4 Modes d'endommagement d'un composite suite à un impact	179
6.3 MODELISATION NUMERIQUE DE L'ENDOMAGEMENT INTRA-LAMINAIRE	180
6.3.1 Description du modèle	181
6.3.2 Application du modèle à un pli composite orthotrope	184
6.3.2.1 Tension/compression dans la direction des fibres	185
6.3.2.2 Tension/compression dans la direction transversale	187
6.3.3 Application du modèle à un cas d'impact d'une plaque composite	190
6.4 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT MOYENNE/GRANDE VITESSE	196
6.4.1 Description du modèle	197
6.4.2 Modélisation numérique de l'impact	198
6.4.3 Comparaison essai/simulation numérique	198
6.5 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT FAIBLE VITESSE	206
6.5.1 Description du modèle	206
6.5.2 Modélisation numérique de l'impact	207
6.5.3 Influence du critère implémenté	209
6.5.4 Comparaison essai endommagement/simulation numérique	213
6.5.4.1 Introduction des interfaces	218
6.5.4.2 Influence des paramètres de la loi d'interface	222
6.6 DISCUSSION	224
6.7 CONCLUSION	228
Bibliographie	230

---

Les industries navales, civiles et militaires, ainsi que l'offshore, n'ont pas manqué de s'intéresser aux matériaux composites. Ces derniers sont souvent coûteux comparativement aux matériaux métalliques classiques, mais étant donné leurs avantages, ceci n'est pas un frein à leur expansion. En effet, le besoin d'alléger les structures de grandes dimensions tout en améliorant leurs résistances constitue un réel défi. Les composites occupent actuellement environ 50% du poids structurel des constructions aéronautiques, et 95% de celui des constructions de plaisance, allant jusqu'à 40 mètres de longueur (Berreur et al. (2002) [1]). Les structures réalisées à partir de matériaux composites sont souvent capables de remplir leurs fonctions, même en présence d'un endommagement. La conception des pales et tuyères d'hydrolienne en composite exige alors la connaissance des différents mécanismes conduisant à la détérioration puis à la ruine pour garantir un dimensionnement au plus juste.

Le comportement au choc des composites stratifiés a été largement étudié depuis de nombreuses années. D'une part, on distingue les investigations liées à la vulnérabilité et l'intégrité des structures composites, suite à des impacts très énergétiques pouvant causer la perforation. D'autre part, d'autres études généralement liées à l'aéronautique, s'intéressent aux impacts dus à la chute accidentelle d'objets comme la chute d'outils par exemple. Les chocs envisagés sont à faible énergie incidente en raison de la faible masse des agresseurs et du caractère accidentel du contact. Dans ce cas, les enjeux concernent essentiellement la détection des dommages, leur influence sur la capacité des structures à tenir les chargements ainsi que leur effet sur la vie des structures.

## 6.1 CONTEXTE

Les systèmes de carénage des hydroliennes pourraient être confrontés à des impacts préjudiciables à leur intégrité structurelle. Lors du dimensionnement des structures composites, l'endommagement dû à l'impact est un enjeu d'envergure majeure. Contrairement aux matériaux métalliques classiques qui portent en surface les traces de l'impact, les matériaux composites peuvent avoir subi le même impact sans qu'aucune trace ne soit visible sur la surface extérieure, en particulier lors de chocs à faible vitesse. La prédiction de l'endommagement induit par l'impact d'un objet extérieur est une tâche complexe. Les dommages sont directement liés à la nature tridimensionnelle et complexe du comportement au choc de la structure composite utilisée. Les dommages issus d'un impact résultent donc de l'interaction entre différents mécanismes de rupture, comme illustré dans la Figure 6.1 : fissuration de la matrice, décohésion de l'interface fibre-matrice, délaminage et cassure des fibres. Ces mécanismes dépendent essentiellement des paramètres gouvernant le phénomène dynamique. Ces paramètres peuvent être regroupés en deux classes :

- Paramètres structuraux de la cible : épaisseur, forme, propriétés du matériau composite, séquence d'empilement et conditions aux limites ;
- Paramètres de l'impacteur : forme, taille, propriétés du matériau, masse, vitesse et angle d'incidence.

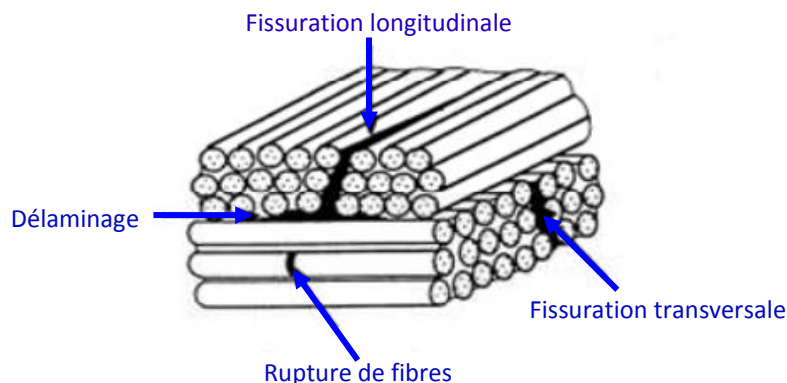


Figure 6.1: Mécanisme de rupture des composites unidirectionnels impactés

Ainsi, il est nécessaire d'identifier les effets de chaque paramètre sur le comportement au choc. Cela permet une compréhension qualitative des mécanismes d'endommagement. L'identification des paramètres contrôlant l'initiation et la propagation des dommages est essentielle, elle fournit des informations sur le développement du dommage dans la structure et permet d'anticiper le risque induit sur sa durabilité. En effet, la compréhension des mécanismes d'endommagement permet, d'une part, de donner aux bureaux d'études des outils de prédiction de la durée de vie de la structure et, d'autre part, elle permet aux scientifiques d'avoir une base de données pour le développement de modèles numériques robustes décrivant le phénomène d'impact. Dans la littérature, plusieurs approches existent pour décrire séparément les dommages intra-laminaire et inter-laminaire. Nous savons qu'il y a une forte interaction entre ces deux types d'endommagement mais très peu de travaux se sont intéressés à l'association de ces deux types d'endommagement. L'objectif de ce chapitre est d'associer l'endommagement intra-laminaire à l'endommagement inter-laminaire afin d'étudier la tenue mécanique des structures composites destinées au secteur EMR. En effet, le couplage des différents types d'endommagement permet le développement de modèles numériques capables de reproduire fidèlement la cinétique d'endommagement dans les matériaux composites sujets à des chargements qui peuvent être préjudiciables à leur intégrité structurelle.

## 6.2 ETAT DE L'ART SUR L'IMPACT

L'étude de l'impact des structures composites englobe un certain nombre de configurations, de l'impact balistique à l'indentation quasi-statique. Le premier cas de figure est facilement identifiable car il conduit à des dégradations importantes, généralement sous forme de perforation localisée. Le second est plus problématique car il peut dégrader le matériau sans que cela ne soit visible sur la structure. La simulation des endommagements dus à l'impact ainsi que la prédiction de leur dangerosité pour l'intégrité structurelle constituent un enjeu majeur du point de vue du dimensionnement et de la tolérance au dommage. Ainsi, une classification des différentes catégories d'impact s'avère inévitable.

### 6.2.1 Les différentes catégories d'impact

Le critère le plus communément utilisé pour catégoriser les impacts est la vitesse de l'impacteur. Cantwell et Morton (1991) [2] considèrent les impacts avec une vitesse n'excédant pas 10 m/s comme des impacts à basse vitesse. Néanmoins, dans d'autres articles, la valeur de transition entre les différents types d'impact peut être différente, atteignant par exemple 100 m/s dans la synthèse publiée par Abrate (1991) [3].

Une alternative pour classer les impacts est d'utiliser le type et la nature de la dégradation créée dans le matériau ayant subi l'impact. Joshi et Sun (1987) [4] considèrent comme impacts à vitesse élevée ceux qui conduisent à la pénétration de l'impacteur au sein du matériau, infligeant ainsi une cassure des fibres. Ceux n'induisant que la fissuration matricielle et le délaminage sont répertoriés comme impacts à basse vitesse. Cependant, dans certains cas, il y a rupture des fibres même avec une faible vitesse d'impacteur. Ainsi, cette classification devient délicate à employer.

Une nouvelle classification des impacts commence aujourd'hui à se répandre, elle est basée sur la propagation des ondes dans le composite impacté. Cette classification est employée par plusieurs auteurs, citons par exemple Abrate (1998) [5], Davies et Olsson (2004) [6] et Lin et Hoo Fatt (2006) [7]. Ainsi, les impacts sont classés en trois grandes catégories (Abisset (2012) [8]) :

- La première catégorie (Figure 6.2 (a)) correspond à un impact pour lequel le temps de contact entre l'impacteur et la plaque est proche du temps nécessaire aux ondes compressives pour se propager sur toute l'épaisseur de la plaque. Ce cas est associé à l'impact balistique ;
- La seconde catégorie (Figure 6.2 (b)) correspond au cas où le temps de contact est assez long pour que les ondes compressives se propagent sur l'épaisseur de la plaque, mais pas assez pour permettre aux ondes de flexion et de cisaillement d'atteindre les bords de la plaque. Cela correspond à des impacts à grande vitesse ;
- La troisième catégorie (Figure 6.2 (c)) correspond au cas où le temps de contact est assez long pour permettre toutes les propagations et réflexions d'ondes sur les bords de la plaque. La déflexion résultante et la charge d'impact s'approchent alors d'un cas de chargement quasi-statique représentatif d'un impact à basse vitesse.

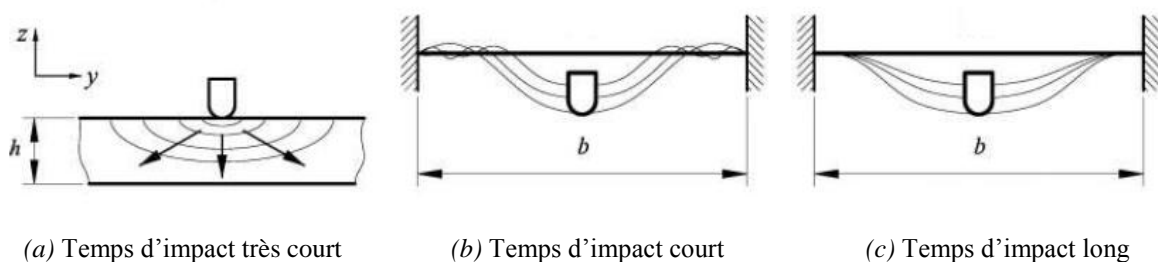


Figure 6.2: Classification des impacts : (a) impact balistique, (b) impact grande vitesse et (c) impact faible vitesse (Gonzalez et al. (2011) [9])

### 6.2.2 Impact à basse vitesse

Comme dit précédemment, l'impact à basse vitesse traduit un cas de chargement quasi-statique et représente un cas industriel crucial pour la tolérance aux dommages. Ces impacts peuvent significativement réduire la résistance résiduelle des structures composites sans forcément laisser de marques visibles sur la surface extérieure. Des études ont montré que les endommagements provoqués par ce type de chargement sont similaires à ceux découlant d'un essai d'indentation statique (Guinard et al. (2002) [10], Chen et al. (2006) [11] et Bouvet et al. (2009) [12]). Ainsi, les essais d'indentation sont aujourd'hui communément employés pour l'étude expérimentale des impacts à basse vitesse.

La littérature montre que de nombreuses études sur l'impact à basse vitesse sur les matériaux composites ont été réalisées. Généralement, ces études fournissent des informations sur les résultats des essais et des simulations sous forme de courbes effort/déplacement (Schoeppner et Abrate (2000) [13], De Moura et Marques (2002) [14], De Moura et Gonçalves (2004) [15], Gning et al. (2005) [16], Tarfaoui et al. (2007) [17], Tarfaoui et al. (2008) [18], Tarfaoui et al. (2009) [19] et Menna et al. (2011) [20]). D'autres études s'intéressent à l'influence de la séquence d'empilement sur l'évolution des dégradations. Fuoss et al. (1998) [21] et Gonzales et al. (2011) [9] affirment que l'épaississement des plis conduit à une diminution de la résistance du stratifié et, par conséquent, à une croissance de la zone délaminée.

### 6.2.3 Impact à grande vitesse

Les structures composites pourraient être également confrontées à des impacts à vitesse élevée. Dans un stratifié ayant subi un impact à une vitesse relativement élevée, l'énergie cinétique du projectile est dissipée par divers mécanismes. Abrate (1991) [3] définit la catégorie des impacts à grande vitesse par le ratio « vitesse de l'impacteur/ vitesse des ondes compressives ». Lorsque ce ratio est supérieur à la déformation maximale à la rupture, le régime d'impact est considéré comme étant à grande vitesse. Ainsi, les dommages générés par des sollicitations de type impact sont gouvernés essentiellement par la propagation des ondes plutôt que par la vitesse de l'impacteur.

Lorsqu'un stratifié est sujet à un impact à grande vitesse, les ondes de contrainte sont confinées sur une petite surface sous l'impacteur et se propagent à travers l'épaisseur à la célérité ( $C$ ) de propagation du son dans le matériau. La valeur de cette dernière dépend de la direction de propagation en raison de l'anisotropie. Pour les composites verre/époxy, la célérité vaut approximativement 2000 m/s dans la direction des fibres.

Lorsque la vitesse incidente ( $V_0$ ) est grande, il peut y avoir rupture de renforts lorsque le ratio «  $V_0/C$  » avoisine 1%. Abrate (1998) [5] considère que l'influence des ondes de contrainte devrait être prise en compte pour des vitesses de choc supérieures à 20 m/s. Une part significative de l'énergie incidente est dissipée en chaleur, créant des contraintes thermiques qui peuvent avoir un effet important sur les seuils d'énergie d'endommagement.

Contrairement aux impacts à basse vitesse qui conduisent essentiellement à l'indentation et qui provoquent ainsi la fissuration matricielle et le délaminage, les impacts à grande vitesse conduisent à une pénétration totale ou partielle du projectile et provoquent la rupture des

fibres. La pénétration de l'impacteur induit alors un mode de rupture macroscopique, parfois catastrophique pour la structure. Richardson et Wisheart (1996) [22] expliquent que la pénétration survient lorsque le taux de fibres rompues dans le stratifié atteint un seuil critique. En effet, l'un des intérêts de l'étude des impacts à grande vitesse est d'estimer la vitesse limite de pénétration et de mesurer les vitesses résiduelles du projectile pour différentes vitesses incidentes. Les essais à moyenne et grande vitesse sont réalisés généralement par :

- Les barres d'Hopkinson ;
- Le canon à gaz comprimé ;
- Les chocs explosifs.

Cantwell et Morton (1991) [2] annoncent dans leur étude que l'impact d'un projectile ayant une faible masse et une vitesse élevée est plus préjudiciable à la résistance résiduelle des stratifiés à fibres de carbone que l'impact d'un projectile ayant une masse plus importante et une faible vitesse.

Olsson (2000) [23] explique qu'une faible masse de projectile dotée d'une grande vitesse d'impact génère un chargement localisé plus important que celui d'une masse de projectile plus imposante avec une faible vitesse. Ainsi, pour une énergie d'impact équitable entre ces deux cas de figure (faible masse et grande vitesse d'impact *versus* masse imposante et faible vitesse d'impact), l'endommagement induit par le premier cas est localisé et plus critique pour l'intégrité structurelle.

La vitesse résiduelle du projectile après pénétration totale est d'un intérêt primordial lors de l'étude des impacts à grande vitesse. Généralement, la prédiction de la vitesse balistique est l'objectif de la majorité des simulations portant sur l'étude des impacts à très grande vitesse. Toutefois, cette dernière ne pourrait être correctement simulée qu'en complément d'une bonne prédiction de la vitesse résiduelle et des dommages induits.

La littérature qui vient d'être passée en revue montre qu'à ce jour, aucun consensus n'a été encore trouvé sur un critère pertinent, permettant de classer les différents types d'impact.

#### **6.2.4 Modes d'endommagement d'un composite suite à un impact**

L'endommagement des structures composites lors d'un impact peut se manifester par :

- L'écrasement permanent;
- La fissuration transversale de la matrice (intra-laminaire);
- Le délaminage (inter-laminaire);
- Le déchaussement des fibres;
- La rupture de renforts.

Ces dommages sont présentés dans leur ordre d'apparition. La fissuration et le délaminage sont les principaux modes d'endommagement lors d'impact faible vitesse/faible énergie incidente, tandis que la rupture de fibres est plus caractéristique de l'impact à grande vitesse. Les fissures se propagent dans les plis, parallèlement à la direction des fibres, alors que les délaminages surviennent à l'interface des plis consécutifs ayant des orientations différentes.



Cette décohésion inter-plis présente la forme d'une cacahuète et se propage de façon privilégiée suivant la direction des fibres du pli inférieur. Quant à l'écrasement permanent, il est généralement négligeable par rapport aux dimensions de la structure.

### **6.3 MODELISATION NUMERIQUE DE L'ENDOMAGEMENT INTRA-LAMINAIRE**

La simulation numérique de l'endommagement des structures composites ayant subi un impact est de plus en plus recommandée lors du dimensionnement. En effet, celle-ci, associée à des modèles d'endommagement du pli, et éventuellement des interfaces, permet de prévoir la localisation et la nature des dommages. L'objectif majeur est d'arriver à la construction d'un modèle numérique robuste permettant de représenter fidèlement ce qui est observé expérimentalement. Cela permet un dimensionnement précis des structures composites destinées à fonctionner durant une longue période.

Alors que la modélisation de l'interface entre plis est maintenant classiquement réalisée à partir d'éléments d'interface gérés à partir de la mécanique de la rupture, le modèle du pli, et en particulier la prise en compte de son endommagement et de son interaction avec celui de l'interface, est loin d'être entièrement résolu.

Certains modèles de comportement du pli considèrent les effets du délaminage dans le même modèle, tandis que d'autres passent par l'utilisation du modèle des zones cohésives, puisque le plan de propagation du délaminage est situé à l'interface entre deux plis d'orientations croisées.

Par ailleurs, l'endommagement intra-laminaire ne peut être efficacement étudié qu'à travers une modélisation tridimensionnelle de la structure. Cependant, le type d'éléments le mieux adapté pour l'étude des endommagements intra-laminaires est la formulation volumique des éléments (éléments de type C3D8R par exemple).

Du fait des nombreuses non-linéarités du problème d'impact, la résolution numérique est souvent réalisée par un algorithme dynamique explicite. Cette résolution s'avère plus adaptée dans les cas fortement non-linéaires et permet donc d'éviter les divergences liées aux non-linéarités rencontrées avec l'utilisation d'un algorithme implicite. Ainsi, la résolution explicite est retenue dans tout ce qui suit.

A ce jour, seul le critère bidimensionnel de Hashin, limité à un état de contrainte plane, est disponible dans Abaqus 6.14 [24]. Ainsi, dans cette étude, on cherche d'abord à étendre le critère bidimensionnel de Hashin au cas tridimensionnel par l'usage d'une routine (Vumat) implémentée sous Fortran. Aussi, les comportements élastique et dommageable du matériau ont été implémentés dans cette routine par l'introduction de variables scalaires d'endommagement. La description du modèle est présentée plus en détail dans la section suivante.

### 6.3.1 Description du modèle

Dans le cas orthotrope et sans prise en compte des dommages, la loi de comportement d'un stratifié unidirectionnel est décrite par sa matrice de rigidité :

$$\begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_{31} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{31} \end{pmatrix} \quad (6.1)$$

La matrice (6.1) est caractérisée par neuf termes indépendants, dont les termes sont :

$$C_{11} = E_{11}(1 - \nu_{23}\nu_{32})\Gamma \quad (6.2)$$

$$C_{22} = E_{22}(1 - \nu_{13}\nu_{31})\Gamma \quad (6.3)$$

$$C_{33} = E_{33}(1 - \nu_{12}\nu_{21})\Gamma \quad (6.4)$$

$$C_{12} = E_{11}(\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23})\Gamma \quad (6.5)$$

$$C_{23} = E_{22}(\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31})\Gamma \quad (6.6)$$

$$C_{13} = E_{11}(\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32})\Gamma \quad (6.7)$$

$$\Gamma = 1/(1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{31}\nu_{13} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}) \quad (6.8)$$

Où :

- $E_{11}, E_{22}, E_{33}$  sont les modules d'élasticité ;
- $G_{12}, G_{23}, G_{31}$  sont les modules de cisaillement ;
- $\nu_{12}, \nu_{21}, \nu_{23}, \nu_{32}, \nu_{13}, \nu_{31}$  sont les coefficients de Poisson.

Le modèle constitutif de rupture des fibres et de la matrice est basé sur le critère quadratique de Hashin, applicable aux composites unidirectionnels à fibres longues. Comme dit précédemment, le critère bidimensionnel de Hashin est étendu au cas tridimensionnel. Ainsi, quatre modes de rupture sont considérés :

- Rupture des fibres en tension,
- Rupture des fibres en compression,
- Rupture de la matrice en tension
- Rupture de la matrice en compression.

Ainsi, à chaque mode de rupture, une variable scalaire d'endommagement est attribuée (Tableau 6.1). Ces variables sont exprimées pour chaque mode de rupture en fonction des contraintes. Elles sont ensuite introduites à notre modèle. Dans ces équations,  $\sigma_{ij}$  sont les contraintes dans les directions  $ij$ .  $d_{ft}$ ,  $d_{fc}$ ,  $d_{mt}$  et  $d_{mc}$  désignent les variables scalaires d'endommagement comprises entre 0 et 1.  $X_t, X_c, Y_t, Y_c, S_{12}, S_{13}$  et  $S_{23}$  sont les contraintes ultimes à la rupture. Les constantes  $\alpha$  et  $\beta$  traduisent la contribution du cisaillement dans les

directions (1,2) et (1,3) dans le mode de rupture des fibres en tension. Elles sont supposées égales à 1 dans le modèle proposé.

Mode de rupture		Variables scalaires d'endommagement
Fibres	Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )	$d_{ft} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \beta \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$
	Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	$d_{fc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2$
Matrice	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2$

Tableau 6.1: Attribution des variables scalaires d'endommagement à chaque mode de rupture (critère bidimensionnel de Hashin étendu au cas tridimensionnel)

Les quatre variables d'endommagement ( $d_{ft}$ ,  $d_{fc}$ ,  $d_{mt}$  et  $d_{mc}$ ) sont utilisées pour définir les variables d'endommagement globales,  $d_f$  et  $d_m$ , pour la fibre et la matrice respectivement. On obtient :

$$d_f = 1 - (1 - d_{ft})(1 - d_{fc}) \quad (6.9)$$

$$d_m = 1 - (1 - d_{mt})(1 - d_{mc}) \quad (6.10)$$

Les termes de la matrice de raideur avec prise en compte de l'endommagement, notés  $dC_{ij}$ , sont définis en fusionnant les constantes élastiques de la matrice (6.1) avec les variables d'endommagement. Ainsi, on obtient les contraintes effectives :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} dC_{11} & dC_{12} & dC_{13} & 0 & 0 & 0 \\ dC_{12} & dC_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ dC_{13} & dC_{23} & dC_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & dG_{13} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & dG_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & dG_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{13} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{12} \end{Bmatrix} \quad (6.11)$$

Où :

$$dC_{11} = (1 - d_f)C_{11} \quad (6.12)$$

$$dC_{22} = (1 - d_f)(1 - d_m)C_{22} \quad (6.13)$$

$$dC_{33} = (1 - d_f)(1 - d_m)C_{33} \quad (6.14)$$

$$dC_{12} = (1 - d_f)(1 - d_m)C_{12} \quad (6.15)$$

$$dC_{23} = (1 - d_f)(1 - d_m)C_{23} \quad (6.16)$$

$$dC_{13} = (1 - d_f)(1 - d_m)C_{13} \quad (6.17)$$

$$dG_{12} = (1 - d_f)(1 - s_{mt}d_{mt})(1 - s_{mc}d_{mc})G_{12} \quad (6.18)$$

$$dG_{23} = (1 - d_f)(1 - s_{mt}d_{mt})(1 - s_{mc}d_{mc})G_{23} \quad (6.19)$$

$$dG_{31} = (1 - d_f)(1 - s_{mt}d_{mt})(1 - s_{mc}d_{mc})G_{31} \quad (6.20)$$

Dans les équations 6.18, 6.19 et 6.20, les facteurs  $s_{mt}$  et  $s_{mc}$  sont des constantes empiriques obtenues expérimentalement. Ils permettent de contrôler la perte de rigidité en cisaillement de la matrice lors de sa rupture en tension et en compression respectivement. Selon l'étude de Pederson (2006) [25], pour un stratifié unidirectionnel à base de fibres de carbone,  $s_{mt} = 0.9$  et  $s_{mc} = 0.5$ . Ces valeurs sont conservées uniquement lorsque les fibres de carbone sont employées.

Le comportement du matériau est supposé linéaire élastique avant que le critère ne soit satisfait. Lorsque le critère est satisfait, la valeur numérique de l'une des variables globales d'endommagement (équation 6.9 ou 6.10) devient égale à 1 et la raideur de l'élément est alors réduite à zéro, induisant une contrainte nulle dans l'élément. Une condition de suppression d'élément est incluse dans le modèle, celle-ci étant basée sur la variable d'endommagement globale  $d_f$ , de l'équation (6.9). Lorsque cette dernière atteint la valeur 1, la composante  $dC_{11}$  de la matrice (6.11) s'annule et l'intégrité du matériau n'existe plus : il y a ruine de la structure. Ainsi, l'état de l'élément passe de 1 à 0 et il est alors supprimé du maillage. La Figure 6.3 illustre le schéma de la dégradation des propriétés élastiques considérées dans le modèle numérique. Lorsque la prédiction de la rupture est évaluée par le modèle et que les propriétés élastiques sont mises à jour, les contraintes dans chaque élément sont calculées par le code de calcul éléments finis (Abaqus) en effectuant un certain nombre d'itérations jusqu'à l'équilibre.

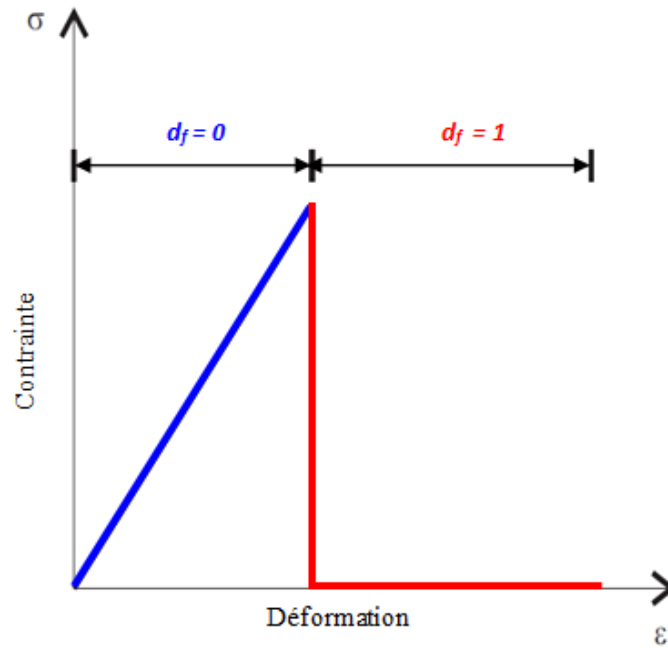


Figure 6.3: Dégradation des propriétés élastiques telles qu'elles ont été implémentées dans le modèle

Pour récapituler, l'algorithme du modèle proposé est illustré dans la Figure 6.4.

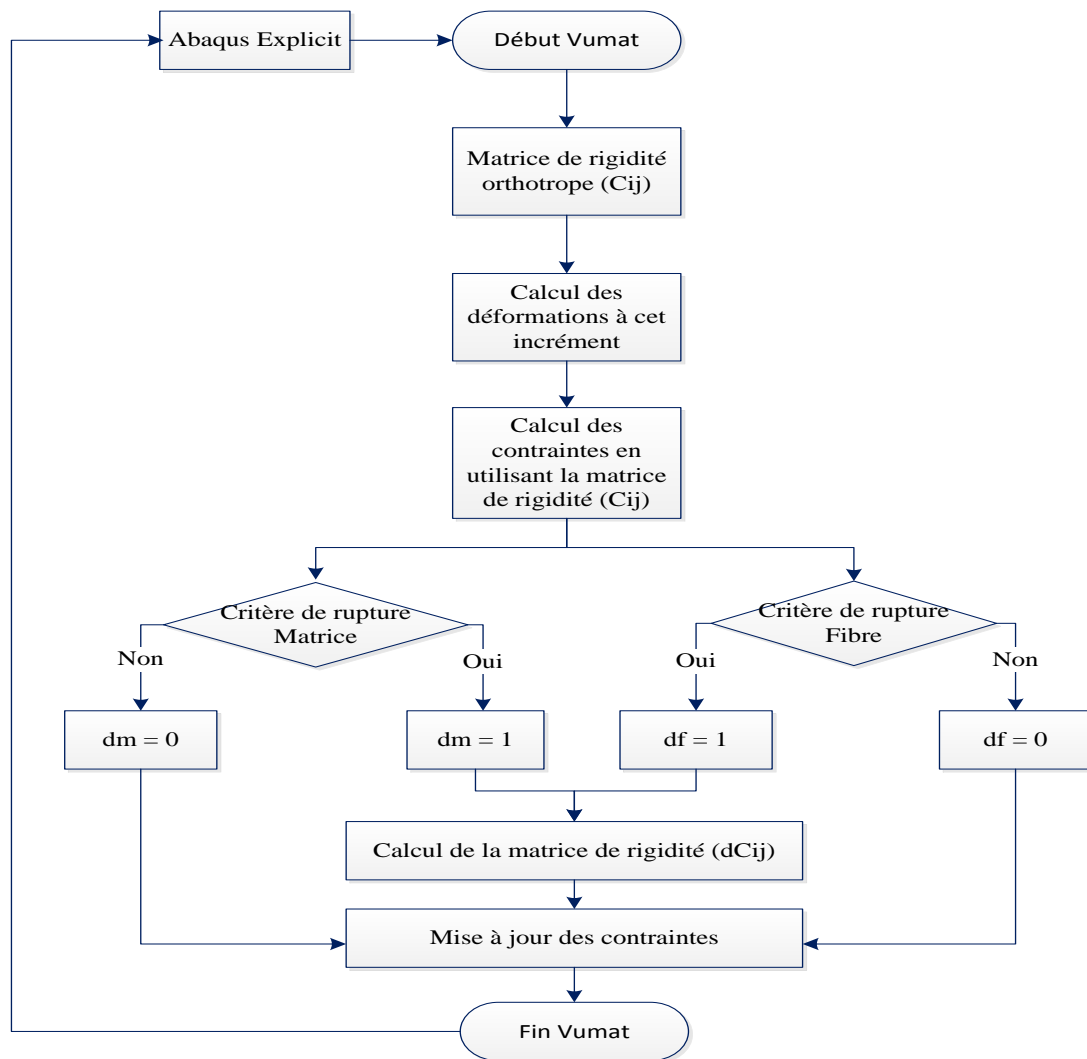


Figure 6.4: Implémentation numérique du modèle d'endommagement (Vumat) sous Abaqus

La propagation progressive de l'endommagement (modélisation de l'adoucissement) n'a pas été prise en compte dans le modèle actuel, ceci du fait du comportement fragile supposé du pli. Néanmoins, on a envisagé l'introduction du comportement adoucissant mais des difficultés ont été rencontrées lors de la définition du point critique de transition entre la partie linéaire élastique et la partie domageable. L'usage d'un facteur d'amortissement est possible dans le modèle, ceci afin de garantir une bonne stabilité de l'analyse numérique.

### 6.3.2 Application du modèle à un pli composite orthotrope

Afin de garantir la prédiction de la routine (Vumat), un cas simple de ruine d'un pli orthotrope de dimensions 5mm x 5mm et d'épaisseur 0.25mm est considéré (Figure 6.5). Les propriétés mécaniques du pli sont présentées dans le Tableau 6.2. Le pli est soumis à une tension/compression - longitudinale/transversale avec une vitesse  $V = 5 \text{ m/s}$ .

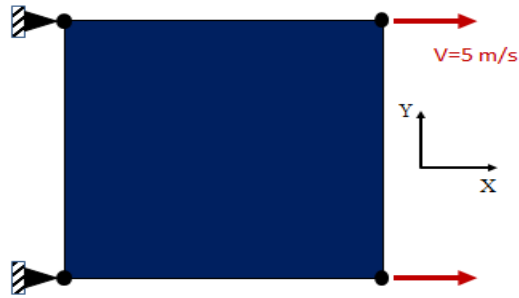


Figure 6.5: Pli composite orthotrope soumis à une tension longitudinale (fibres orientées à 0°)

Propriété matériau	Valeur
Densité ( $Kg/m^3$ )	1960
Module de Young ( $MPa$ )	$E_1 = 45847, E_2 = E_3 = 17506$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.1, \nu_{23} = 0.331$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 5000, G_{23} = 5600$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1120$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 900$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$y_t = Z_t = 39$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$y_c = Z_c = 134$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S_{12} = S_{13} = S_{23} = 77$

Tableau 6.2: Propriétés mécaniques du pli orthotrope (verre/époxy)

### 6.3.2.1 Tension/compression dans la direction des fibres

Les contraintes  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$  et  $\sigma_{33}$  sont présentées dans la Figure 6.6 (a), (b) et (c) respectivement. Les variables d'endommagement  $d_{ft}$  et  $d_{mt}$  traduisant la ruine des fibres et la matrice respectivement, sont présentées dans la Figure 6.6 (d). L'endommagement de la matrice en tension est caractérisé par l'annulation des contraintes  $\sigma_{22}$  et  $\sigma_{33}$ . Ceci conduit à la transmission du chargement aux fibres. Ces dernières, une fois qu'elles atteignent un taux critique de chargement ( $X_t$ ), rompent à leur tour et la contrainte  $\sigma_{11}$  devient aussi nulle. Ainsi, le pli est complètement rompu et donc supprimé.

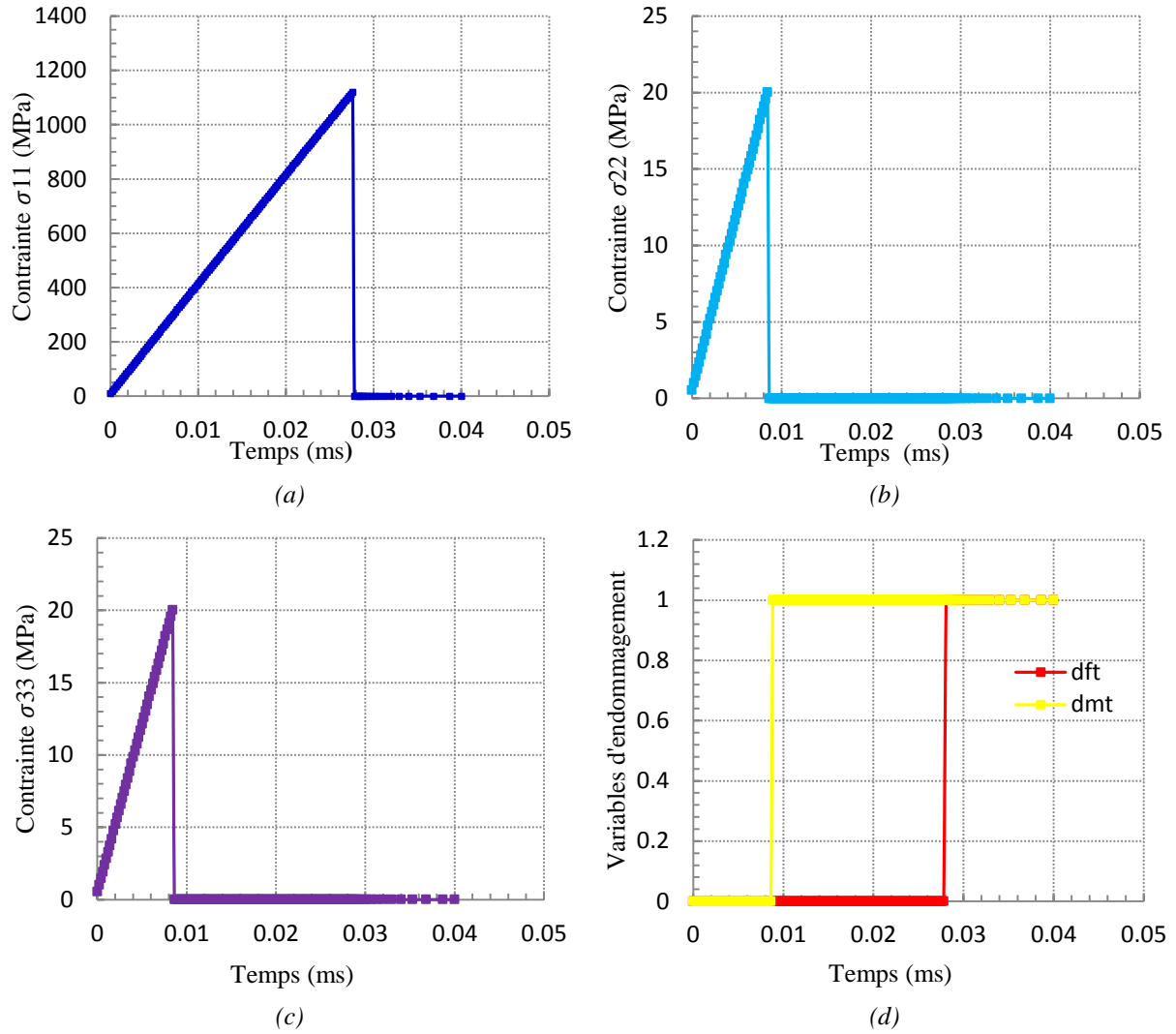


Figure 6.6: Evolution des contraintes ((a) : $\sigma_{11}$ , (b) : $\sigma_{22}$ , (c) : $\sigma_{33}$ ) et des variables d'endommagement ((d) : $d_{ft}$  et  $d_{mt}$ ) du pli orthotrope en tension longitudinale

Le pli orthotrope est maintenant soumis à une compression longitudinale ( $V = -5 \text{ m/s}$ ). Les contraintes  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$  et  $\sigma_{33}$  sont présentées dans la Figure 6.7 (a), (b) et (c) respectivement. Elles présentent la même allure que celles obtenues en tension longitudinale. La variable d'endommagement  $d_{fc}$  traduisant la ruine des fibres en compression, est présentée dans la Figure 6.7 (d). Lorsque le critère de ruine des fibres est satisfait, toutes les contraintes deviennent nulles, provoquant la suppression de l'élément.

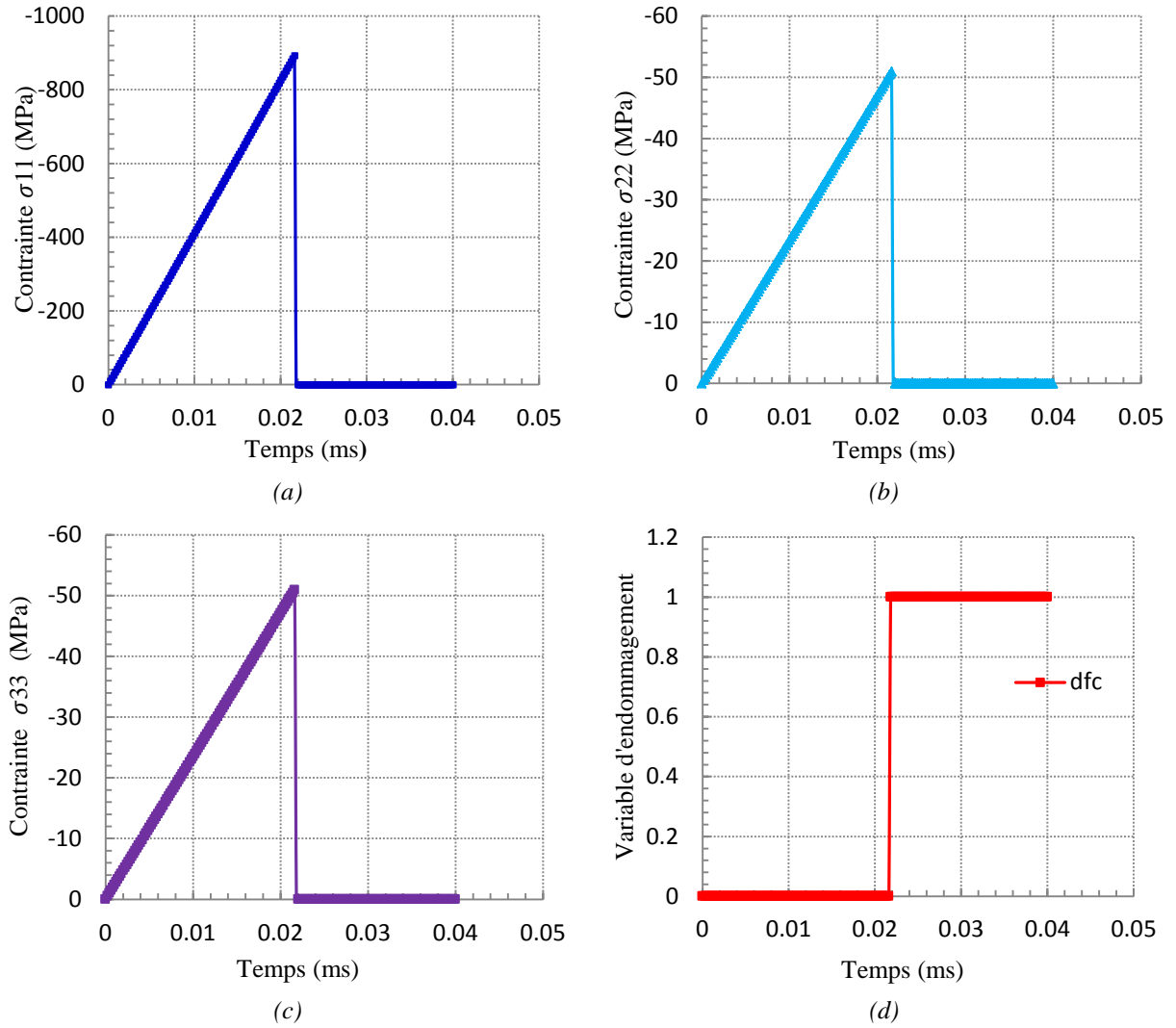


Figure 6.7: Evolution des contraintes ((a) :  $\sigma_{11}$ , (b) :  $\sigma_{22}$ , (c) :  $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) :  $d_{fc}$ ) du pli orthotrope en compression longitudinale

### 6.3.2.2 Tension/compression dans la direction transversale

Le même test a été également effectué en tension/compression dans la direction transversale. La même vitesse de sollicitation est considérée. Des problèmes de distorsion liés aux grandes déformations de la matrice ont été observés. Cependant, une condition supplémentaire pour restreindre les déformations conduisant aux distorsions est définie. La condition consiste à borner les déformations principales par une valeur maximale ( $\epsilon_{max} = 1$ ) lors de la tension et une valeur minimale ( $\epsilon_{min} = -0.8$ ) lors de la compression. L'élément est supprimé une fois que l'une des bornes est atteinte.

Les Figure 6.8 (a), (b), (c) et Figure 6.9 (a), (b), (c) présentent l'évolution des contraintes jusqu'à la ruine. Les variables d'endommagement de la matrice en tension et en compression transversales ( $dm_t$  et  $dm_c$ ) sont présentées dans les Figure 6.8 (d) et Figure 6.9 (d).



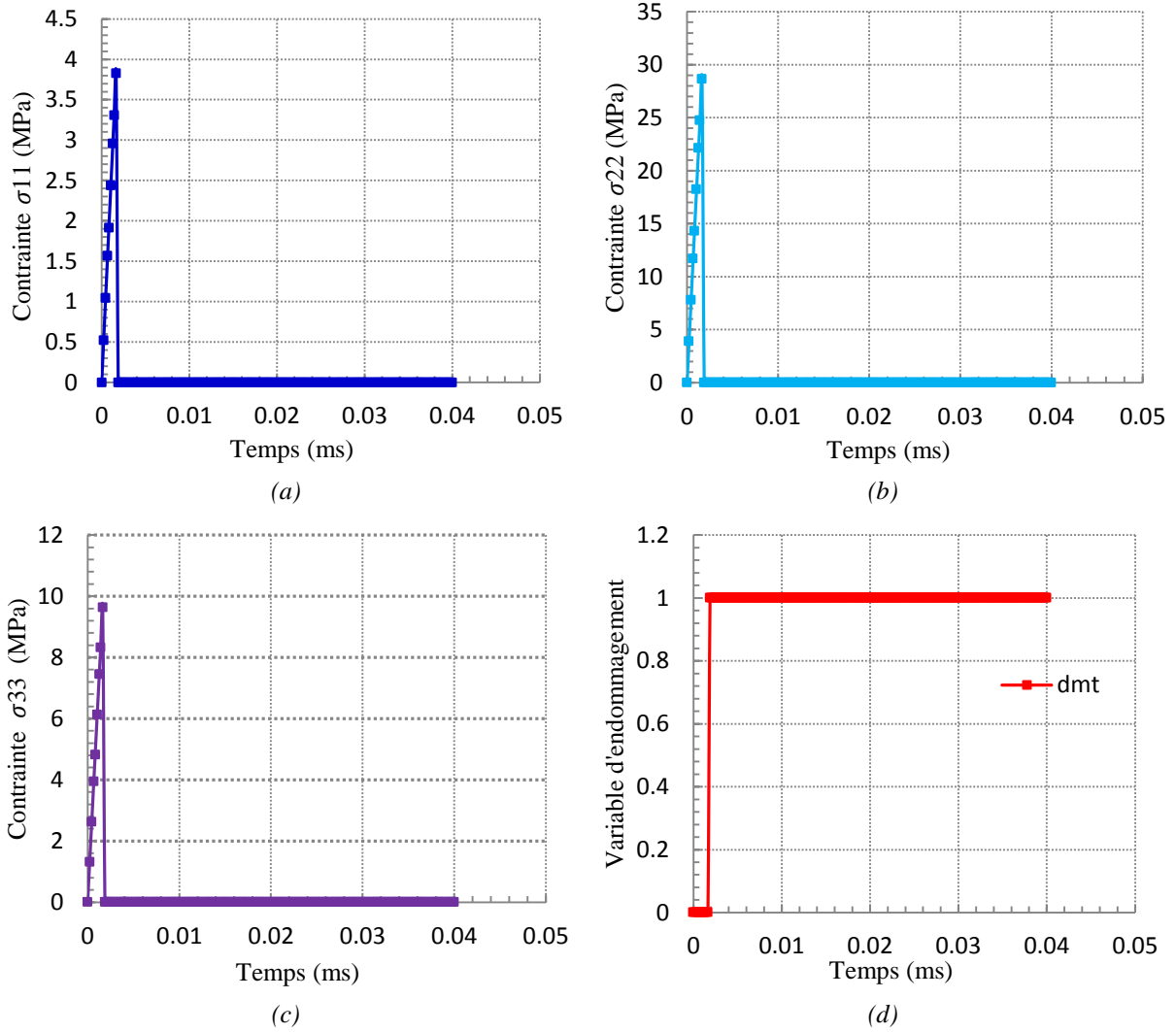


Figure 6.8: Evolution des contraintes ((a) :  $\sigma_{11}$ , (b) :  $\sigma_{22}$ , (c) :  $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) :  $dm_t$ ) du pli orthotrope en tension transversale

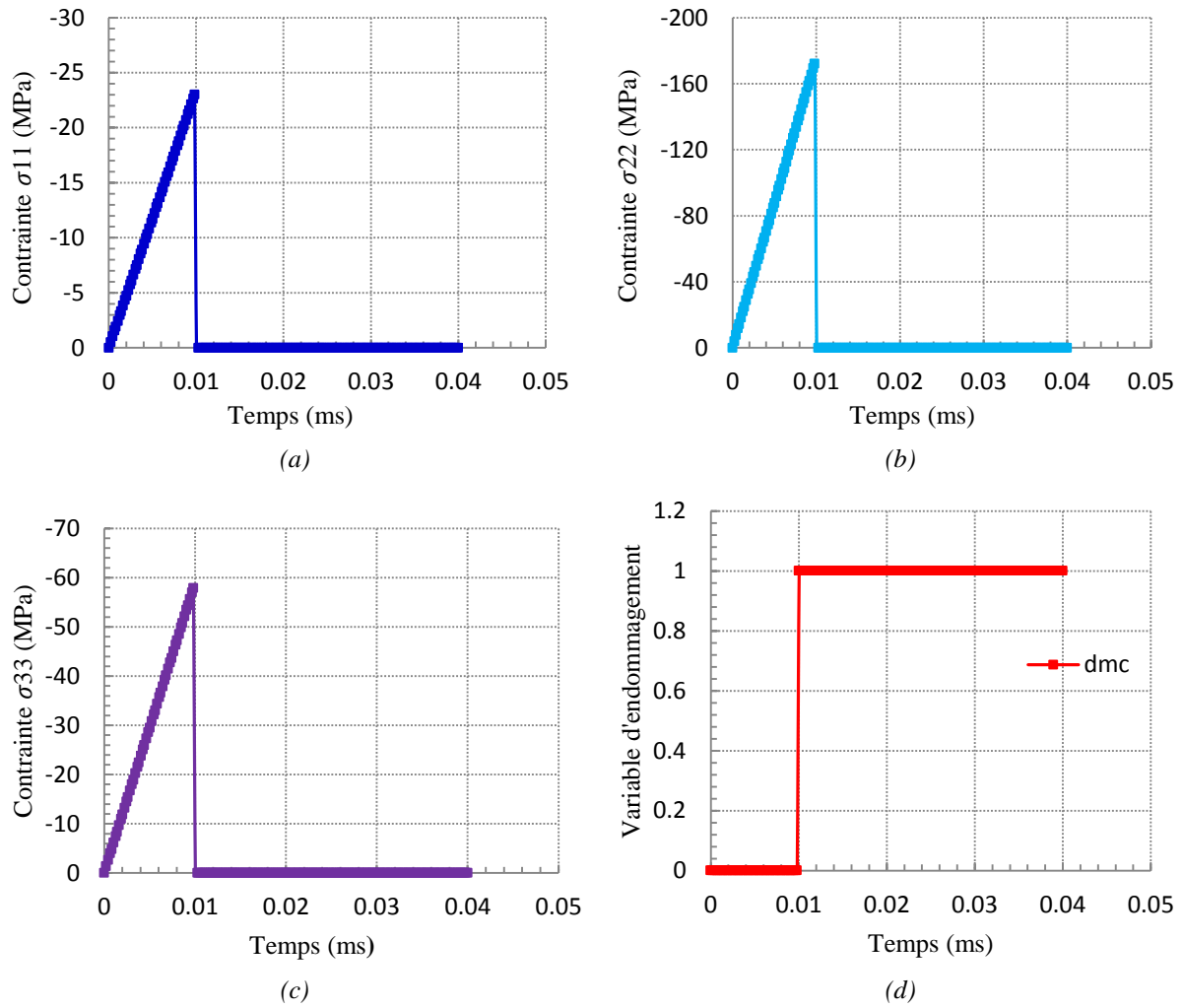


Figure 6.9: Evolution des contraintes ((a) :  $\sigma_{11}$ , (b) :  $\sigma_{22}$ , (c) :  $\sigma_{33}$ ) et de la variable d'endommagement ((d) :  $dm_c$ ) du pli orthotrope en compression transversale

Les courbes de comportement global « effort/déplacement » du pli orthotrope des quatre cas de sollicitation (traction/compression-longitudinale/transversale) sont présentées dans les Figure 6.10 (a), (b), (c) et (d) respectivement.

Ainsi, dans cette section nous avons montré la validité du critère tridimensionnel de Hashin implémenté dans Abaqus sous forme d'une Vumat, en respectant la cinétique de ruine pour des sollicitations en traction/compression longitudinale et transversale.

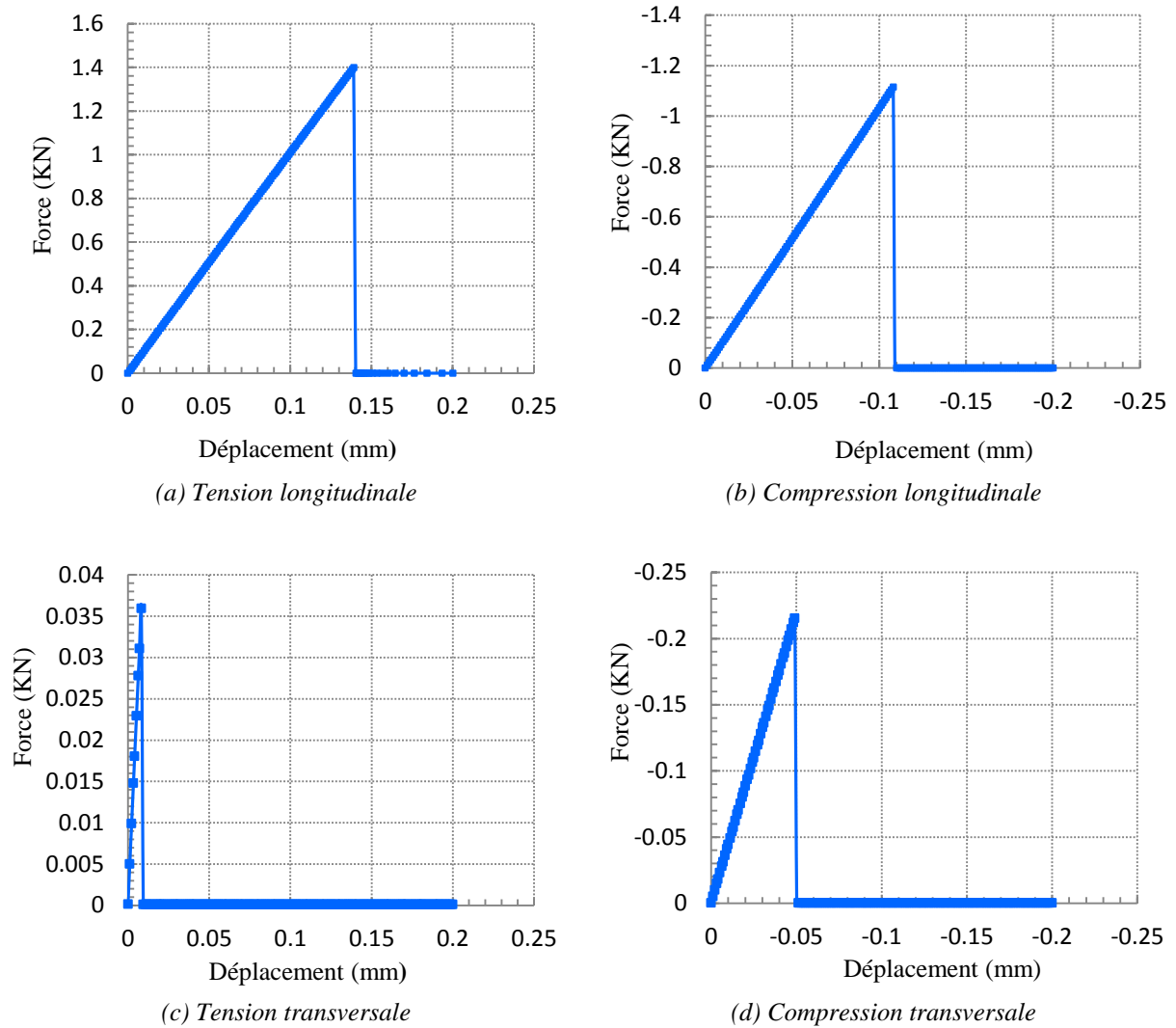


Figure 6.10: Réponse globale force/déplacement du pli orthotrope

### 6.3.3 Application du modèle à un cas d'impact d'une plaque composite

Dans le souci de la validation de la routine (Vumat) développée pour la modélisation de l'endommagement des structures composites sous un chargement dynamique, on propose dans cette section de modéliser l'endommagement d'un stratifié ayant subi un impact. L'objectif ici est d'associer le modèle d'endommagement intra-laminaire (critère 2D de Hashin étendu au cas 3D) au modèle inter-laminaire d'Abaqus. Le premier cas de figure est implémenté dans la routine Vumat (Tableau 6.1), tandis que le second est réalisé avec le modèle de zones cohésives d'Abaqus. Pour ce dernier, la loi bilinéaire d'Alfano et Crisfield (2001) [26] et le critère de propagation de Gong et Benzeggagh (1992) [27] sont retenus. L'exemple d'impact traité ici résulte du contact entre une plaque composite verre/polyester, d'épaisseur 2mm et de dimension 100mm x 100mm, et un impacteur de 16mm de diamètre. Les propriétés de la plaque sont données dans le Tableau 6.3.

L'impacteur en matériau monolithique a une masse  $m = 1kg$  et une vitesse initiale  $V = 4m/s$  correspondant à une énergie d'impact  $E = 8J$ . Les bords libres de la plaque sont

encastrés. La modélisation de l'impact nécessite des techniques numériques de contact complexes liées à la gestion du contact impacteur/plaque et pli/pli. Pour s'affranchir des problèmes de maillage, nous avons choisi ici de modéliser le contact inter-plis par un contact cohésif. Les propriétés du modèle cohésif sont basées sur les travaux de Shah (2014) [28] et sont données dans le Tableau 6.4.

Propriété matériau	Valeur
Densité ( $Kg/m^3$ )	1960
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = 48160, E_{22} = E_{33} = 11210$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.274, \nu_{23} = 0.096$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 4420, G_{23} = 9000$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1021.3$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 978$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$y_t = 29.5, Z_t = 15$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$y_c = Z_c = 171.8$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S_{12} = S_{13} = S_{23} = 35.3$

Tableau 6.3: Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [28])

$K_{nn}$ ( $N/mm^3$ )	$K_{ss} = K_{tt}$ ( $N/mm^3$ )	$N$ ( $MPa$ )	$S = T$ ( $MPa$ )	$G_{Ic}$ ( $N/mm$ )	$G_{IIc} = G_{IIIc}$ ( $N/mm$ )	Facteur puissance du critère de Benzeggagh
24E+06	24E+06	30	25	1.4	1.6	1

Tableau 6.4: Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de propagation de Benzeggagh, Shah (2014) [28])

Le stratifié verre/polyester a déjà fait l'objet d'une étude de caractérisation au sein du laboratoire dans le cadre des travaux de Shah (2014) [28]. La stratification utilisée est croisée,  $[+45/-45]_8$ . Le maillage a été réalisé avec des éléments volumiques linéaires de type C3D8R (Figure 6.11). Les éléments C3D8R sont volumiques hexaédriques. Ils donnent en sortie les termes du tenseur complet des contraintes :  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$ ,  $\sigma_{33}$ ,  $\sigma_{12}$ ,  $\sigma_{13}$  et  $\sigma_{23}$ . Les maillages sont constitués d'éléments isométriques. Le calcul des déformations inclut la non-linéarité géométrique en raison des problèmes de contact pouvant créer de grandes rotations des éléments. La méthode d'intégration utilise la règle de SIMPSON. Les éléments choisis sont à interpolation linéaire. Ils donnent un meilleur rendu pour des modélisations impliquant des problèmes de contact et de choc, avec possibilité de sévères distorsions des éléments. Les

éléments sont à intégration réduite en raison du gain de temps CPU que cela procure. L'estimation des pas de temps est gérée par le logiciel (Abaqus).

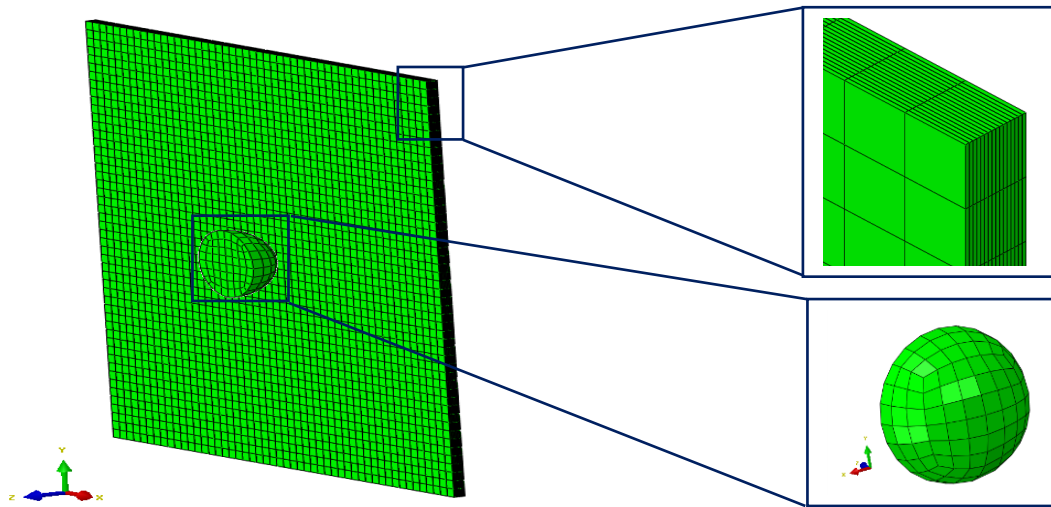


Figure 6.11: Maillages de la plaque et de l'impacteur

La force mesurée au point de référence de la plaque est légèrement bruitée, comme le montre la Figure 6.12. La courbe de comportement global effort/déplacement issue de cette simulation est présentée dans la Figure 6.13. Le tracé des trajets de chargement peut aussi donner une indication sur la création des dommages.

Lorsque l'énergie d'impact du projectile a été transmise à la plaque, celle-ci est en partie restituée à l'impacteur pour le renvoyer vers sa position initiale. Ceci se traduit par le phénomène de rebond. La différence entre l'énergie d'impact incidente et l'énergie d'impact restituée représente l'énergie absorbée par la plaque composite, provoquant ainsi de l'endommagement. Cette énergie absorbée correspond à l'aire de la boucle fermée, formée par la courbe de comportement global effort/déplacement de la Figure 6.13.

Il est intéressant de noter que la variabilité dans la réponse dynamique de la plaque lors d'un essai d'impact à basse vitesse est faible. Les Figure 6.12 et Figure 6.13 présentent des courbes d'effort et de déplacement du nez de projectile similaires à ce qu'on trouve dans les travaux de Belingardi et al. (2002) [29] lors d'essais d'impact basse vitesse/faible énergie.

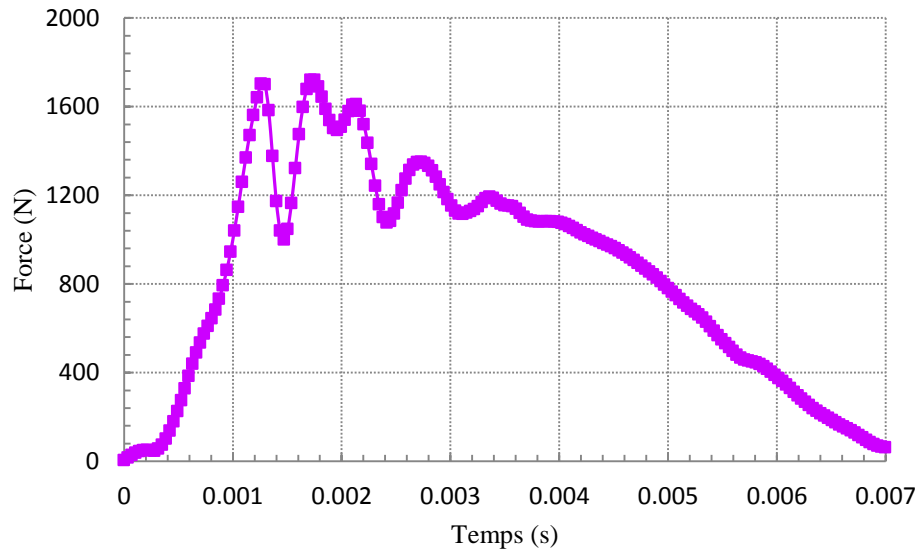


Figure 6.12: Evolution de la force globale de la plaque (impact à 8 Joules)

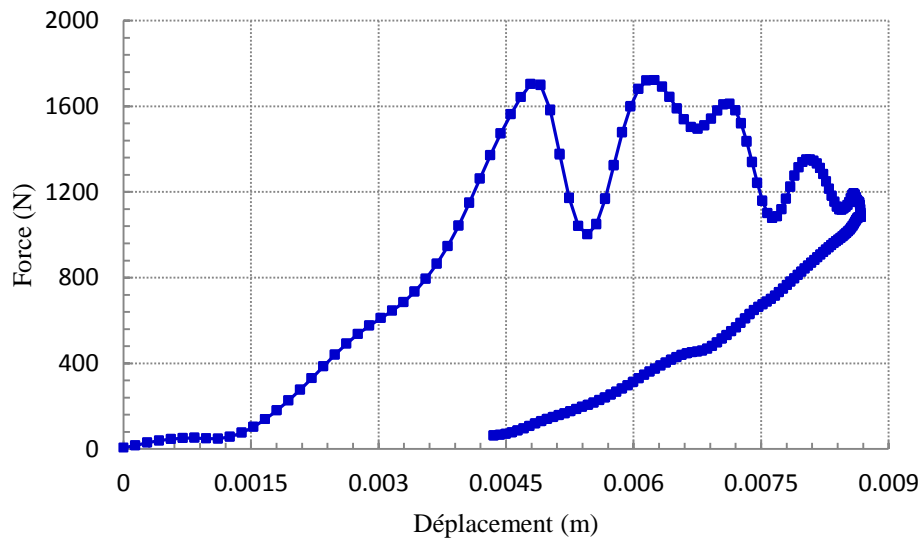


Figure 6.13: Courbe de comportement global effort/déplacement dans le cas d'une simulation d'impact incluant l'endommagement intra-laminaire (Vumat) et inter-laminaire (CZM)

Les dommages observés au niveau de la zone de contact sont les mêmes que ceux observés dans des résultats issus de la littérature sur des cas similaires d'impact, comme dans les travaux de Martin-Llorca (1995) [30] et Troussset (2013) [31]. Il s'agit d'abord de l'écrasement local de la résine au point de contact avec le projectile suivi de la fissuration matricielle. Le frottement projectile/cible lors de chocs sur les matériaux composites n'a pas d'influence sur l'endommagement. Martin-Llorca (1995) a observé les mêmes endommagements suite à des essais d'impact avec de l'huile enduite sur des plaques stratifiées en verre/époxy pour faciliter le glissement du projectile.

L'évolution de la contrainte  $\sigma_{11}$  du premier élément rompu lors du contact « impacteur/pli numéro 1 » est présentée dans la Figure 6.14. Au premier point de Gauss où la variable

globale d'endommagement de la fibre ( $d_f$ ) est égale à 1, toutes les contraintes dans l'élément de contact deviennent nulles. Ceci implique la suppression de l'élément du maillage et un nouveau contact « impacteur/pli numéro 2 » est alors créé.

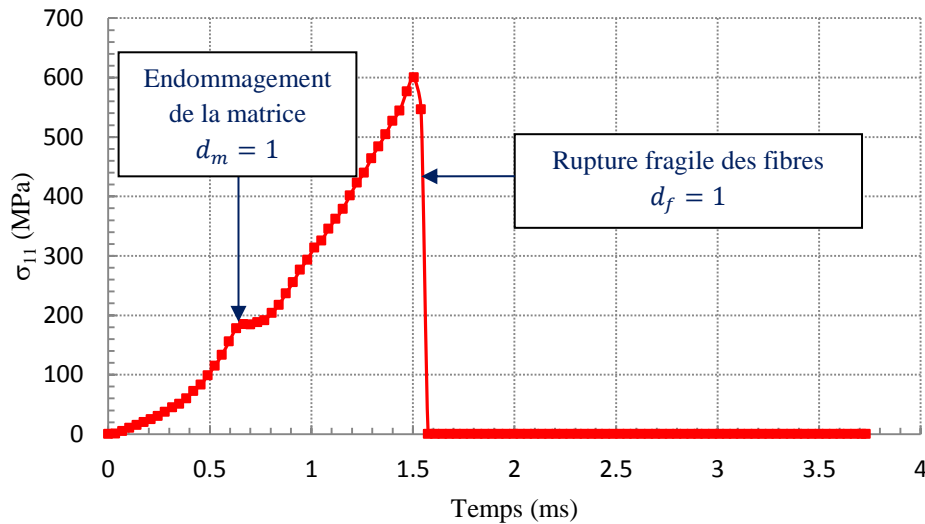
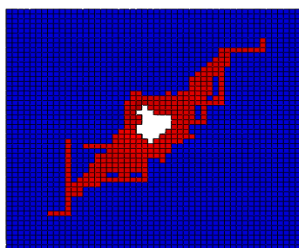
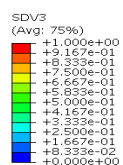


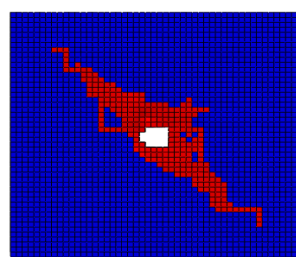
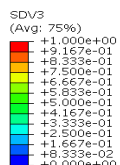
Figure 6.14: Evolution de la contrainte  $\sigma_{11}$  du premier élément volumique opposé à l'impacteur

L'endommagement de la matrice dans les plis internes est illustré dans la Figure 6.15. On constate que la fissuration matricielle, prédite par le modèle, est le principal mode d'endommagement lors d'impacts faible vitesse/faible énergie incidente.

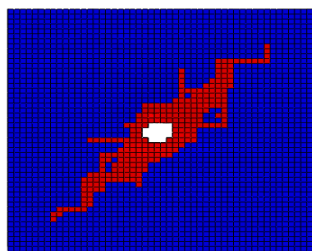
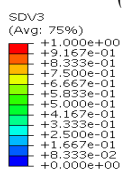
La fissuration de la matrice suit la direction des fibres (+45°/-45°). Les zones où les fibres sont rompues sont supprimées du maillage, respectant ainsi la condition de suppression des éléments implémentée dans le modèle (zones blanches dans la Figure 6.15). Les différents clichés de la figure montrent que la perte de rigidité de la plaque est due principalement à la progression de la fissuration matricielle parallèlement aux fibres, essentiellement dans les plis internes. En revanche, le délaminage est moins prononcé au niveau de la zone de contact impacteur/cible mais reste néanmoins visible. Par ailleurs, pour que la fissuration matricielle soit étroitement liée au modèle d'interface, un couplage entre le modèle intra-laminaire et les paramètres de la loi d'interface doit être réalisé. Trousset (2013) [31] annonce dans ses travaux que le couplage inter/intra-laminaire modifie peu les formes des délaminages et ne joue pas sur la localisation des endommagements. Cependant, dans cette étude, le modèle bilinéaire de zones cohésives d'Abaqus est employé simultanément avec le modèle intra-laminaire (Vumat) d'une manière découplée. La Figure 6.16 présente un zoom de la zone délaminée.



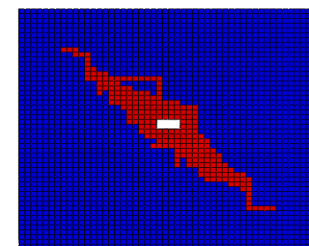
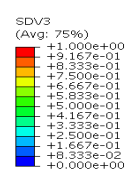
(a) Pli numéro 5 :  $+45^\circ$



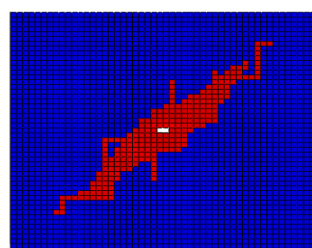
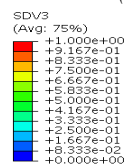
(b) Pli numéro 6 :  $-45^\circ$



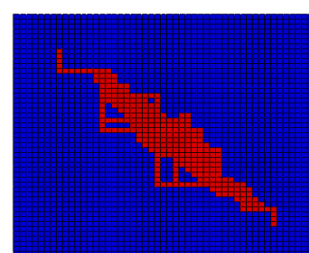
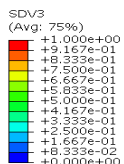
(c) Pli numéro 7 :  $+45^\circ$



(d) Pli numéro 8 :  $-45^\circ$



(e) Pli numéro 9 :  $+45^\circ$



(f) Pli numéro 10 :  $-45^\circ$

Figure 6.15: Fissuration matricielle suivant la direction des fibres dans les plis internes de la plaque suite à un impact de 8 Joules



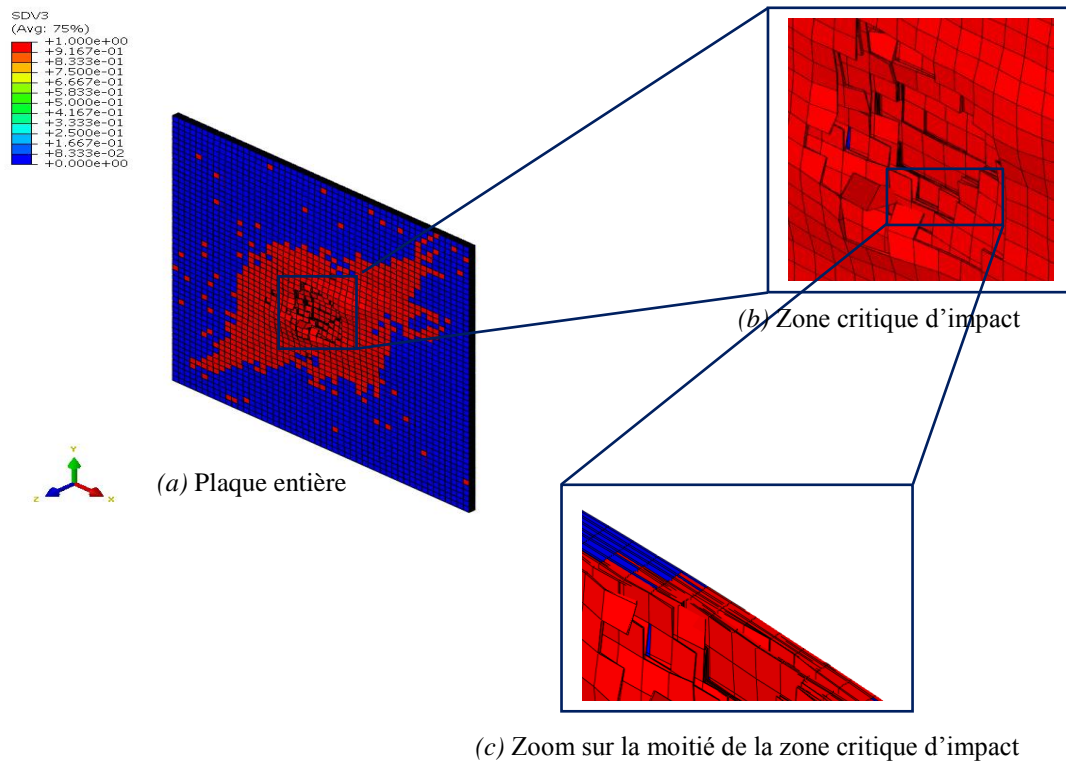


Figure 6.16: Zoom sur la zone délaminée suite à l'endommagement de la matrice

On peut résumer en disant que nous avons mis en place un modèle numérique, en formulation tridimensionnelle, qui permet de modéliser les différents modes de rupture suite à un impact :

- L'écrasement de la résine ;
- La rupture de la matrice en traction/compression ;
- La rupture des fibres en traction/compression ;
- Le délaminage.

La simulation de ce premier test d'impact a montré de bonnes capacités du modèle du fait qu'il respecte le bon enchainement des mécanismes d'endommagement rencontrés dans des cas similaires. Cependant, pour pouvoir améliorer le modèle intra-laminaire, initialement basé sur une écriture tridimensionnelle du critère bidimensionnel de Hashin, il reste à confronter les résultats numériques à des données expérimentales. Pour cela, la prochaine étape consiste à procéder à une comparaison des mesures d'impact grande/faible vitesse.

## 6.4 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT MOYENNE/GRANDE VITESSE

Les comparaisons « essai/calcul » sont très répandues dans la littérature. Elles permettent en effet de tester les capacités prédictives des modèles numériques. Dans la plupart des études sur l'impact, ces comparaisons se basent essentiellement sur la réponse globale « effort/déplacement » ou l'effort maximal de la structure impactée. D'autres études se basent sur une comparaison des vitesses résiduelles du projectile dans le cas d'essais avec perforation.

La prédiction du comportement des matériaux composites lors d'impacts grande vitesse/grande énergie nécessite l'utilisation d'un modèle de comportement représentatif des différents mécanismes de rupture. Dans cette section, on propose de tester les performances prédictives du modèle (modèle décrit dans la section 6.3.1) à un cas d'impact grande vitesse. Le critère tridimensionnel de Hashin (critère présenté dans le Tableau 6.1) est retenu comme critère de départ. Dans la présente confrontation, il n'y a pas de couplage entre la variable d'endommagement global de la matrice ( $d_m$ ) et les paramètres de la loi d'interface du modèle de zones cohésives d'Abaqus.

Les prédictions de notre modèle sont cependant comparées aux mesures expérimentales réalisées par Kasano (2001) [32] sur une plaque composite en carbone/époxy. Les essais ont été effectués à diverses vitesses incidentes ( $V_1 = 142 \text{ m/s}$ ,  $V_2 = 150 \text{ m/s}$ ,  $V_3 = 180 \text{ m/s}$  et  $V_4 = 250 \text{ m/s}$ ).

#### 6.4.1 Description du modèle

Le projectile est une bille en acier ayant un diamètre  $D = 5 \text{ mm}$  et une vitesse initiale ( $V_i$ ) normale au plan de la plaque (Figure 6.17). Les propriétés du composite sont présentées dans le Tableau 6.5. La plaque possède une épaisseur totale  $e = 3.6 \text{ mm}$  (0.2 mm x 18 plis) et a pour dimensions 100mm x 100mm. La stratification utilisée est  $[0/90/0]_{3S}$ . (Kasano (1998) [33], Kasano (2001) [32] et ATB « Abaqus Technology Brief » (2007) [34]).

Propriété matériau	Valeur
Densité ( $\text{kg/m}^3$ )	1590
Module de Young ( $\text{MPa}$ )	$E_{11} = 235000$ , $E_{22} = E_{33} = 17000$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.32$ , $\nu_{23} = 0.45$
Module de cisaillement ( $\text{MPa}$ )	$G_{12} = G_{13} = 4500$ , $G_{23} = 2500$
Résistance en traction longitudinale ( $\text{MPa}$ )	$X_t = 3900$
Résistance en compression longitudinale ( $\text{MPa}$ )	$X_c = 2400$
Résistance en traction transversale ( $\text{MPa}$ )	$y_t = 111$ , $Z_t = 50$
Résistance en compression transversale ( $\text{MPa}$ )	$y_c = Z_c = 290$
Résistance en cisaillement ( $\text{MPa}$ )	$S_{12} = 66$ , $S_{13} = 66$ , $S_{23} = 66$

Tableau 6.5 : Propriétés de la plaque composite Carbone/époxy

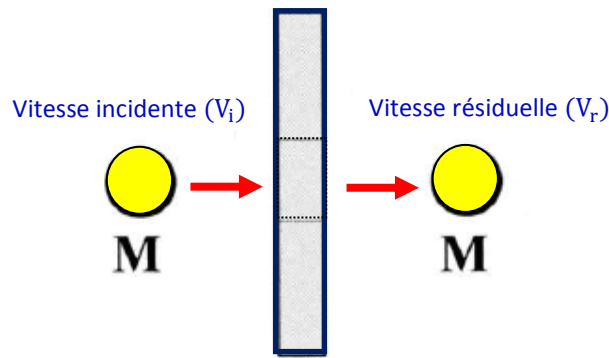


Figure 6.17: Processus de perforation de la plaque ( $M=0.5g$ )

### 6.4.2 Modélisation numérique de l'impact

La création du maillage et les simulations ont été réalisées avec le code Abaqus version 6.14. Au niveau de la géométrie, du fait de la symétrie de l'empilement dans le plan, seulement le quart de la plaque est modélisé. Le maillage a été réalisé avec des éléments volumiques linéaires (hexaèdres : C3D8R). Le choix de la taille des éléments a été fait en partant de la considération que la zone impactée doit être maillée finement par rapport aux zones voisines. Les maillages utilisés pour la plaque et le projectile sont présentés dans la Figure 6.18.



Figure 6.18: Maillages d'un quart de la plaque et de l'impacteur

### 6.4.3 Comparaison essai/simulation numérique

L'objectif ici est d'estimer les vitesses résiduelles ( $V_r$ ) du projectile pour diverses vitesses incidentes d'impact ( $V_i$ ). A ce stade de la modélisation, le critère utilisé est celui présenté dans le Tableau 6.1. Les vitesses résiduelles obtenues numériquement sont présentées dans la Figure 6.19 (a), (b) et (c). La confrontation essai/simulation est illustrée dans la Figure 6.20.

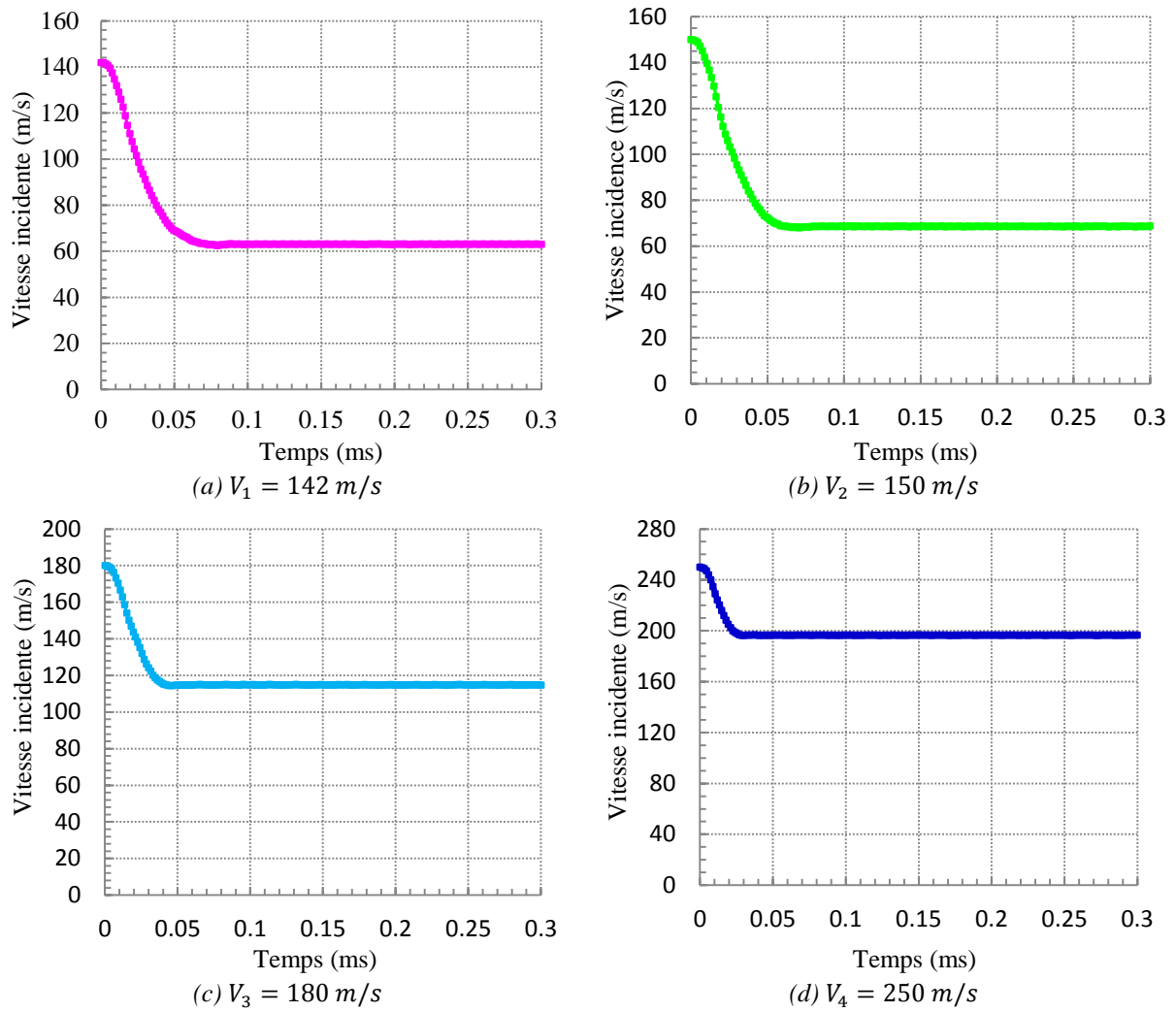


Figure 6.19: Vitesses incidentes pour diverses vitesses incidentes (Vumat : Hashin 3D)

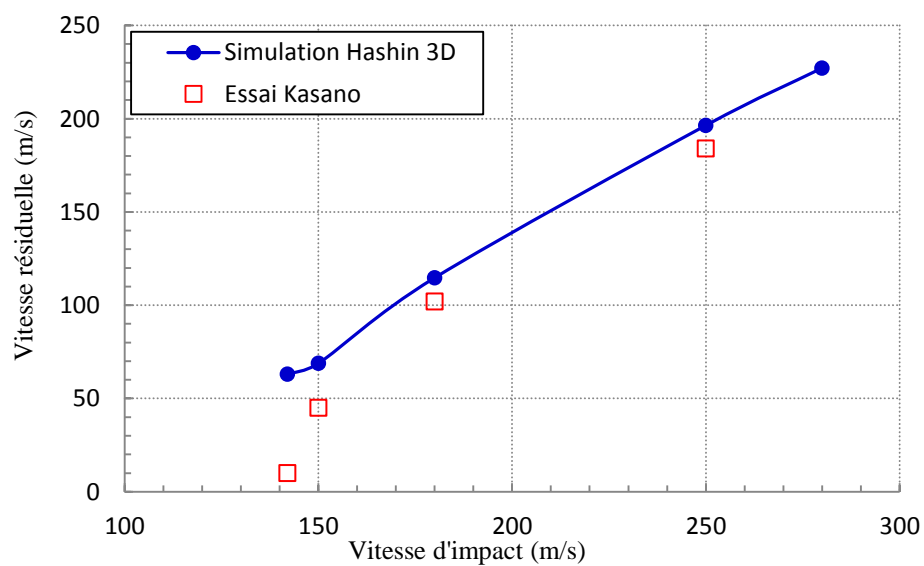


Figure 6.20: Confrontation essai/simulation des vitesses résiduelles (Vumat : Hashin 3D)

La confrontation essai/simulation montre que le critère employé dans le modèle matériau (critère bidimensionnel de Hashin étendu au cas tridimensionnel), délivre globalement des résultats insatisfaisants en termes de vitesses résiduelles, particulièrement pour la vitesse incidente  $V_1 = 142 \text{ m/s}$  où l'erreur est de 84%.

Lorsque les vitesses d'impact diminuent, une surestimation notable des vitesses résiduelles est observée. En revanche, lorsque les vitesses d'impact sont assez grandes pour permettre une pénétration rapide du projectile, le critère présente une prédiction acceptable des vitesses résiduelles (à  $V_4 = 250 \text{ m/s}$ , l'erreur est de 6%). Cela peut s'expliquer par le fait que la forme polynomiale quadratique du critère de la matrice traduit mal les dommages matriciels. A très grande vitesse, les dommages matriciels deviennent négligeables par rapport à ceux des fibres. Ceci nous amène à affirmer que le critère 3D de Hashin, tel que décrit dans le modèle matériau, pourrait être utilisé pour simuler l'impact à condition que la vitesse incidente soit très grande, ici à partir de  $V_3 = 180 \text{ m/s}$ .

On propose maintenant d'appliquer le critère de Puck (1998) [35] pour simuler le comportement de la matrice en conservant le maillage précédant. La fissuration matricielle est supposée normale au plan des plis, ce qui induit un angle de cisaillement nul lors de la compression transversale. Quant aux fibres, le critère de Hashin est préservé. Ainsi, le critère implémenté dans le modèle matériau est présenté dans le Tableau 6.6.

Mode de rupture		Variables scalaires d'endommagement
Fibres	Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )	$d_{ft} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \beta \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$
	Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	$d_{fc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2$
Matrice	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{11}}{2X_t}\right)^2 + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{Y_t Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c}\right)$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{2X_t}\right)^2 + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{Y_t Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c}\right)$

Tableau 6.6: Attribution des variables scalaires d'endommagement à chaque mode de rupture (critère de Hashin3D pour les fibres et critère de Puck pour la matrice)

Les vitesses résiduelles obtenues en utilisant le critère du Tableau 6.6 sont présentées dans la Figure 6.21. La confrontation essai/simulation est illustrée dans la Figure 6.22. L'utilisation du critère de Puck pour traduire les dommages matriciels conduit à une meilleure corrélation avec les données expérimentales. Cela prouve que la loi de comportement du pli, particulièrement le critère de la matrice, a une influence sur la réponse à l'impact.

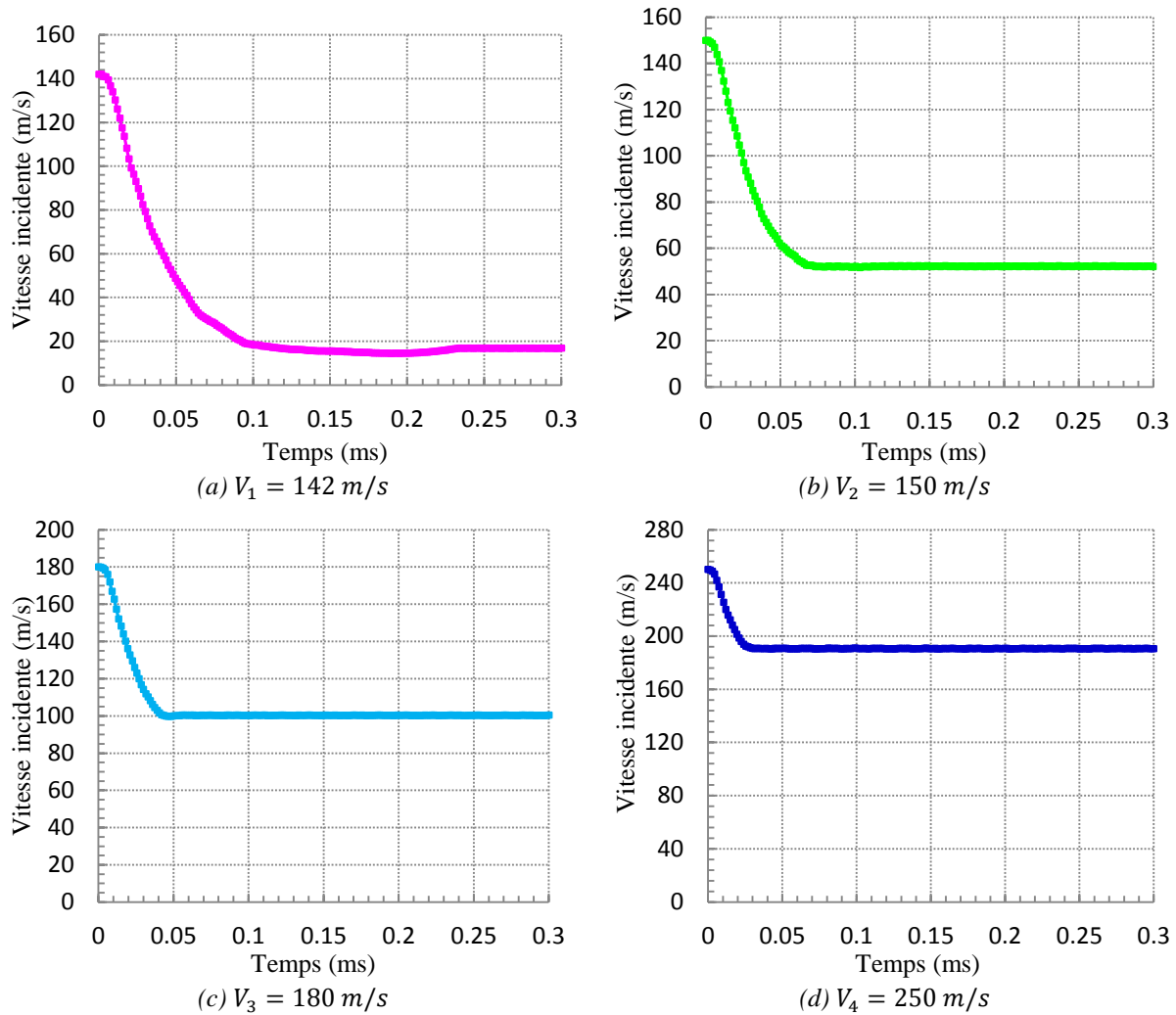


Figure 6.21: Vitesses incidentes pour diverses vitesses incidentes (Vumat : Hashin-Puck)

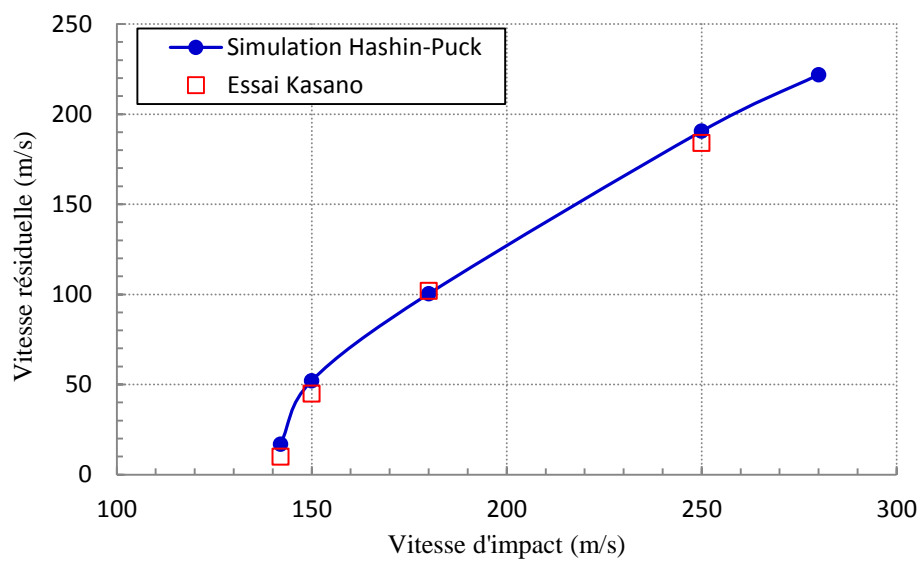


Figure 6.22: Confrontation essai/simulation des vitesses résiduelles (Vumat : Hashin-Puck)

Une fois que l'influence de la loi de comportement du pli sur la réponse à un impact a été établie, les interfaces entre les plis d'orientations différentes ont été modélisées par un contact cohésif. Celui-ci est associé à la loi de comportement cohésive bilinéaire d'Alfano et Crisfield (2001) [26] implémentée dans Abaqus. Pour l'initiation, nous avons choisi une loi de type traction-séparation basée sur un critère quadratique en contrainte. Pour la propagation, nous avons choisi le critère énergétique de Benzeggagh (1992) [27]. Les propriétés du modèle cohésif sont basées sur les travaux de Chiminelli et al. (2011) [36] et sont présentées dans le Tableau 6.7.

$K_{nn} = K_{tt} = K_{ss}$ ( $N/mm^3$ )	$N$ ( $MPa$ )	$T$ ( $MPa$ )	$S$ ( $MPa$ )	$G_{Ic}$ ( $N/mm$ )	$G_{IIc} = G_{IIIc}$ ( $N/mm$ )	Facteur puissance du critère de Benzeggagh
1.70E+06	65	72	52	0.345	0.630	1

Tableau 6.7: Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de Benzeggagh, Chiminelli et al. (2011) [36])

Une simulation, où toutes les interfaces sont modélisées, a été réalisée pour une vitesse incidente  $V_i = 250 \text{ m/s}$ . Les vitesses résiduelles en absence et en présence du modèle de zones cohésives sont présentées à la Figure 6.23.

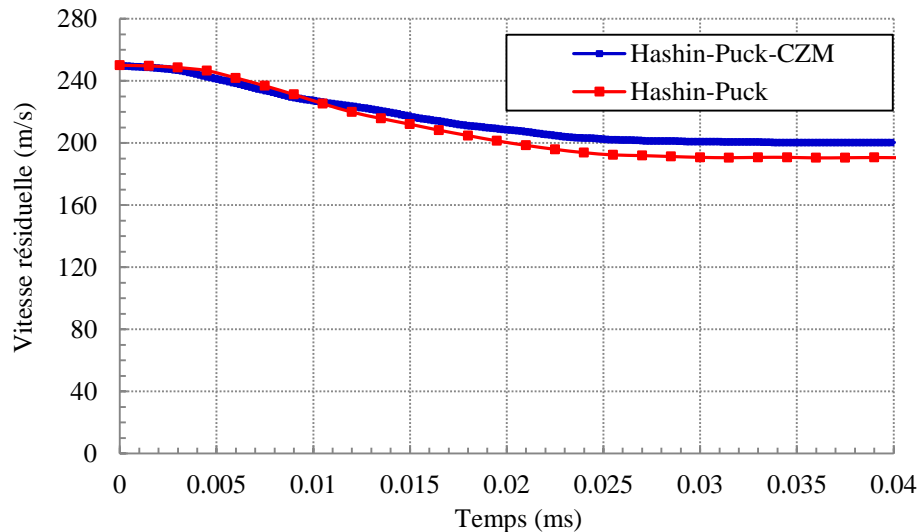


Figure 6.23: Comparaison des vitesses résiduelles avec et sans modèle d'interface ( $V_i = 250 \text{ m/s}$ )

Une comparaison des vitesses résiduelles est présentée dans le Tableau 6.8. Une légère augmentation de la vitesse résiduelle est observée lorsque le modèle de zones cohésives est employé. Cela s'explique par le fait que les dommages d'interfaces contribuent à diminuer la rigidité de la plaque. Ainsi, le taux d'endommagement devient plus important. Ceci conduit de toute évidence à faciliter la pénétration du projectile et, par conséquent, à engendrer une vitesse résiduelle légèrement plus grande.

	Modèle intra-laminaire (Hashin-Puck)	Modèle intra-laminaire associé au modèle de zones cohésives (Hashin-Puck/CZM)	Expérimental Kasano (2001)
Vitesse incidente (m/s)	250	250	250
Vitesse résiduelle (m/s)	190.61	200.37	184
Ecart essai/simulation (%)	3.47	8.20	0

Tableau 6.8: Confrontation numérique/expérimentale de la vitesse résiduelle

Une comparaison des pics de force de réaction de la plaque est présentée dans le Tableau 6.9. Du point de vue de la réponse globale à l'impact, la prise en compte de l'endommagement des interfaces affecte le pic de l'effort maximal. L'endommagement des interfaces augmente ce pic mais celui-ci reste du même ordre de grandeur. Cette observation indique qu'à très grande vitesse d'impact, un comportement élastique associé à un modèle d'endommagement intra-laminaire suffit pour estimer le pic de force.

	Effort maximal (kN)		
Vitesse incidente (m/s)	Vumat (Hashin-Puck)	Vumat (Hashin-Puck-CZM)	Écart %
142	5.11	6.82	25.07
150	4.69	5.78	18.86
180	5.05	5.44	7.17
250	4.11	4.36	5.74

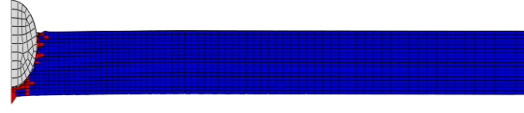
Tableau 6.9: Comparaison des pics de force de réaction de la plaque

Une comparaison de la cinétique d'endommagement en absence et en présence du modèle d'interface est présentée dans la Figure 6.24. Lorsque le modèle d'interface est introduit, le champ de fissuration matricielle suivant l'épaisseur du stratifié est modifié. La fissuration matricielle est plus étendue dans l'épaisseur à proximité des interfaces délaminées.

Un modèle de comportement du pli associé au modèle de zones cohésives pour modéliser les dommages inter/intra-laminaires a été utilisé. Afin de vérifier les capacités du modèle matériau implémenté (Vumat: Hashin-Puck) associé au modèle bilinéaire de zones cohésives à estimer les dommages d'impact, une confrontation de la cinétique d'endommagement est présentée dans la Figure 6.25.



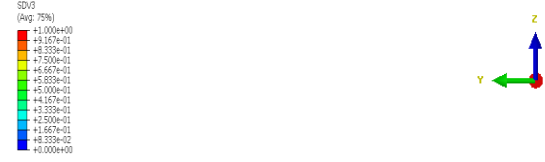
■ **Modèle du pli non associé au modèle de zones cohésives**



(a)  $t = 1.500 \cdot 10^{-2} (ms)$



(c)  $t = 2.400 \cdot 10^{-2} (ms)$



(e)  $t = 2.700 \cdot 10^{-2} (ms)$

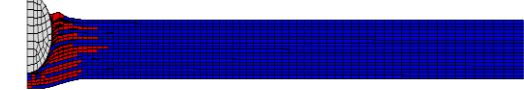
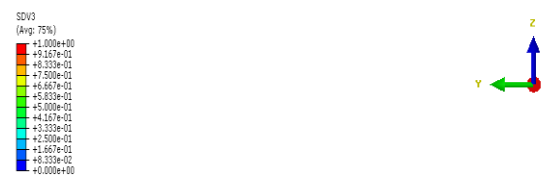


(g)  $t = 3.450 \cdot 10^{-2} (ms)$



(i)  $t = 4.050 \cdot 10^{-2} (ms)$

■ **Modèle du pli associé au modèle de zones cohésives**



(b)  $t = 1.500 \cdot 10^{-2} (ms)$



(d)  $t = 2.400 \cdot 10^{-2} (ms)$



(f)  $t = 2.700 \cdot 10^{-2} (ms)$



(h)  $t = 3.440 \cdot 10^{-2} (ms)$



(j)  $t = 4.000 \cdot 10^{-2} (ms)$

Figure 6.24: Confrontation de la cinétique d'endommagement (fissuration matricielle) entre le modèle intra-laminaire et le modèle intra-laminaire associé au modèle d'interface

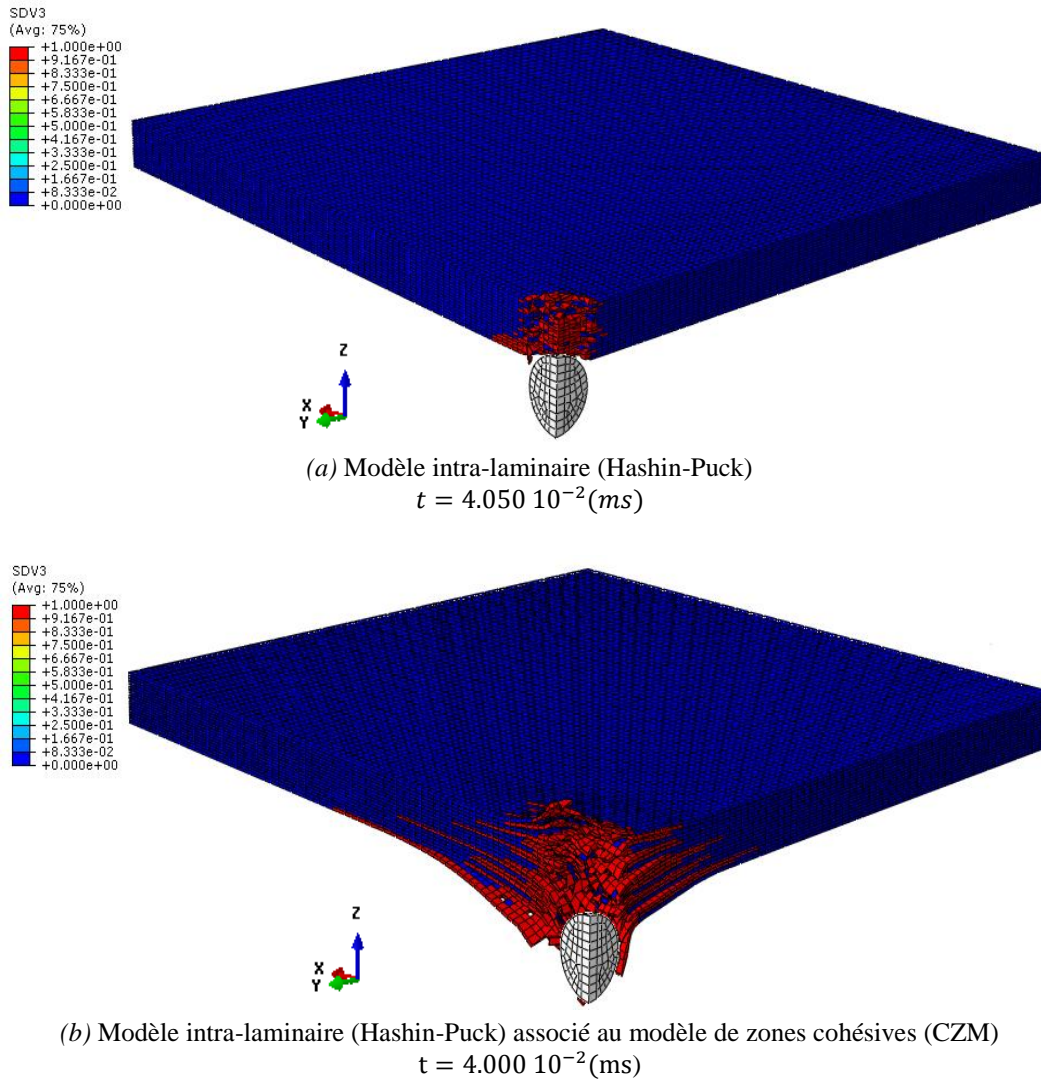


Figure 6.25: Comparaison de la cinétique d'endommagement (fissuration matricielle)

La Figure 6.25 montre que la fissuration matricielle est plus importante lorsque le modèle de comportement du pli est associé au modèle de zones cohésives. Cette étude montre que les dommages d'interface affectent considérablement les propriétés des plis adjacents. Ceci peut s'expliquer par le fait que le champ de contrainte des plis adjacents aux interfaces endommagées est modifié suite à la dégradation des propriétés des interfaces. Il est important de noter que lorsque les propriétés du modèle cohésif sont loin de représenter la réalité de la décohésion inter-plis, cela conduit à stimuler le délaminage d'une façon plus importante de ce qu'il devait être. Ainsi, pour une utilisation adéquate du modèle de zones cohésives, l'influence des paramètres inter-faciaux (paramètres du Tableau 6.7) doit être étudiée. Les propriétés de l'interface sont en effet difficiles à obtenir. La plupart du temps, elles sont identifiées sur des interfaces  $0^\circ/0^\circ$ , ce qui engendre une source d'incertitude supplémentaire (Vandellos (2011) [37]). L'étude de l'influence des paramètres inter-faciaux du modèle de zones cohésives n'a pas été engagée dans le cadre de cette étude par manque de temps.

## 6.5 CONFRONTATION ESSAI/CALCUL A UN CAS D'IMPACT FAIBLE VITESSE

Après avoir élaboré et implémenté des routines permettant la modélisation des dommages dans les matériaux composites et après une première validation avec des résultats de la littérature, nous allons nous intéresser dans cette section à la validation des lois de comportement du pli implémentées dans la Vumat pour de faibles vitesses d'impact. Cette validation nous permettra de travailler sur la géométrie de la tuyère retenue dans le chapitre 5 avec un degré de sécurité du modèle numérique développé, et cela sans avoir recours à des essais très coûteux.

En effet, vu la faible vitesse d'impact (quelques mètres par seconde) des objets entraînés par les courants marins sur des installations immergées telles que les hydroliennes, une comparaison avec un essai d'impact à faible vitesse s'avère indispensable. Ainsi, une confrontation avec des mesures expérimentales a été menée. Cette confrontation essai/calcul permet d'étudier au mieux la loi de comportement implémentée dans le modèle numérique (Vumat). Ainsi, nous nous intéressons dans cette confrontation au comportement d'une structure cylindrique épaisse. La géométrie de cette dernière est la plus proche de celle d'un carénage d'hydrolienne.

Le premier aspect de la confrontation du modèle numérique aux valeurs d'essais consiste à confronter les réponses globales en termes de force de contact et de déplacement de l'impacteur, afin d'estimer les capacités du modèle de comportement du pli, en absence puis en présence du modèle de zones cohésives, à prévoir les dommages d'impact. En effet, si le modèle numérique parvient à retranscrire les dommages observés lors de l'étude expérimentale réalisée par Gning et al. (2005) [38] et Tarfaoui et al. (2007) [39], ceci permet une estimation correcte des dommages.

### 6.5.1 Description du modèle

Le problème considéré est celui d'un impact sur une structure cylindrique de 50 mm de diamètre, de 110 mm de longueur et de 6 mm d'épaisseur, par une masse de 1.6 kg. Des essais de choc par poids tombant ont été réalisés avec le dispositif du puits de chute. Le montage consiste en une tour depuis laquelle est lâché un projectile avec un nez hémisphérique. Le projectile, de diamètre 50 mm, a une masse volumique égale à  $7800 \text{ kg/m}^3$ , un module d'élasticité de 210 GPa et un coefficient de Poisson de 0.3. Le projectile est équipé d'un accéléromètre piézoélectrique (ENDEVCO 2255B-1) logé à l'intérieur de l'embout hémisphérique, à environ 10 mm du point de contact avec la cible. L'impact, ayant une incidence normale, se produit à mi-longueur du cylindre qui repose sur un berceau de 104 mm de diamètre. Le berceau est maintenu rigide sur un bâti.

Le matériau utilisé pour le cylindre est un composite verre/époxy. Ce dernier est constitué de 20 plis alternativement orientés à  $[\pm 55]_{10}$ . Les propriétés du verre/époxy sont présentées dans le Tableau 6.10. Les vitesses d'impact considérées dans cette étude sont : 1.55 m/s, 2.55 m/s, 3.55 m/s et 7.48 m/s. Une photographie du montage est présentée dans la Figure 6.26.

Propriété matériau	Valeur
Densité ( $kg/m^3$ )	1960
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = 49500, E_{22} = E_{33} = 15900$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.26, \nu_{23} = 0.34$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 5600, G_{23} = 5000$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1470$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 888$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$Y_t = Z_t = 66$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$Y_c = Z_c = 99$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S_{12} = S_{13} = S_{23} = 66$

Tableau 6.10 : Propriétés du cylindre composite en verre/époxy

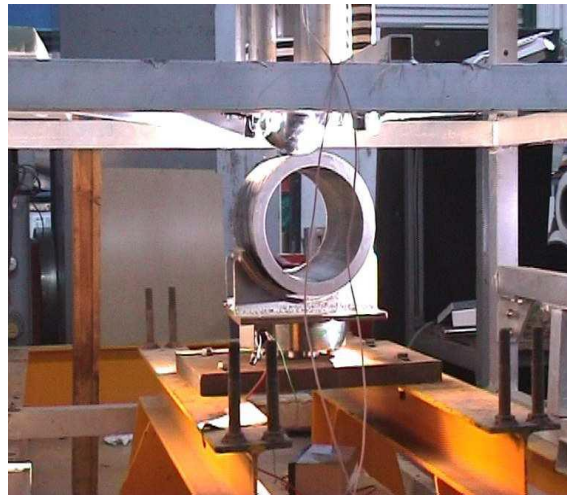


Figure 6.26: Photographie du montage du dispositif d'impact (Tarfaoui et al. (2007) [39])

### 6.5.2 Modélisation numérique de l'impact

Comme dans la section 6.4.2, le maillage de la cible est réalisé avec des éléments volumiques linéaires de type C3D8R. La modélisation est réalisée par un code de calcul explicite. Le maillage est généré de sorte que les dimensions des éléments soient identiques. L'impacteur et le berceau sont modélisés par des corps rigides maillés avec des éléments rigides quadrilatéraux de type R3D4. La vitesse d'impact est imposée comme une condition initiale au projectile au niveau du point de référence affecté de la masse de 1.6 kg. La condition de contact entre le projectile et la cible n'autorise aucune interpénétration entre les surfaces. Cinq points d'intégration sont choisis dans l'épaisseur de chaque couche pour garantir une bonne représentation de la flexion du cylindre. En vue de réduire le temps de calcul sans nuire à la

qualité des résultats de la simulation, on propose d'exploiter la symétrie que présente la géométrie. L'influence de la symétrie (le modèle complet *versus* le quart du modèle) a été validée pour des éléments coques et volumiques en termes d'effort de contact et de déplacements de l'impacteur dans le cadre des travaux de Gning (2004) [40]. Le modèle éléments finis est présenté à la Figure 6.27.

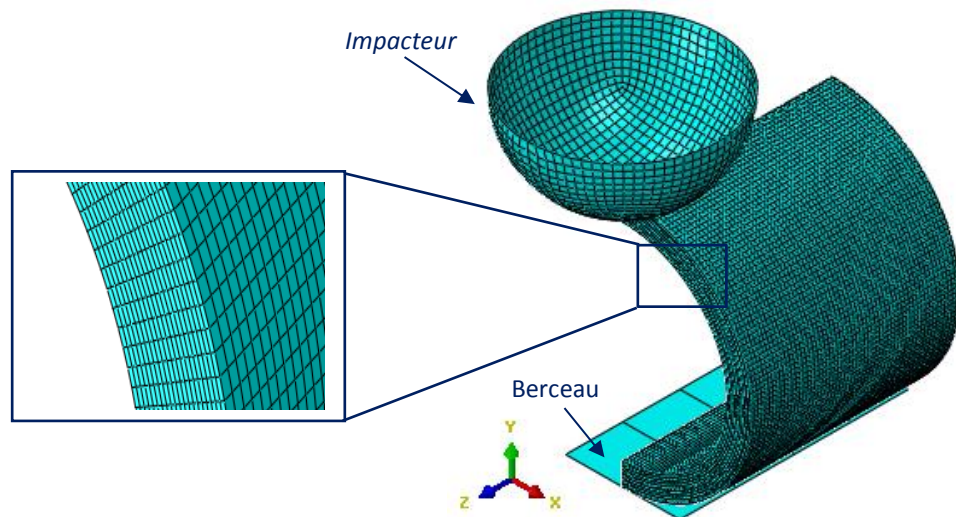


Figure 6.27: Maillages du cylindre et de l'impacteur (le quart du modèle)

Pour définir une taille de maille optimale vérifiant la convergence de la solution numérique sans qu'elle ne consomme trop de temps de calcul, nous avons recours à une étude de sensibilité au maillage. Nous choisissons de réduire la taille de l'élément de la façon suivante : 5 mm, 2 mm, 1 mm et 0.5 mm. La taille optimale obtenue des éléments sera alors appliquée lors de la modélisation des autres vitesses d'impact. D'un point de vue global, les éléments de taille 0.5 mm et 1 mm présentent des historiques similaires de vitesse et déplacement de l'impacteur, de déplacement du point opposé à l'impact et de la force de contact (Figure 6.28 (a), (b) (c) et (d)). Ainsi, une taille de maille de 1 mm est retenue. On note également que la variabilité dans la réponse à l'impact en termes de force de contact est faible, comme le montre l'évolution de la force de contact dans la Figure 6.28 (c).

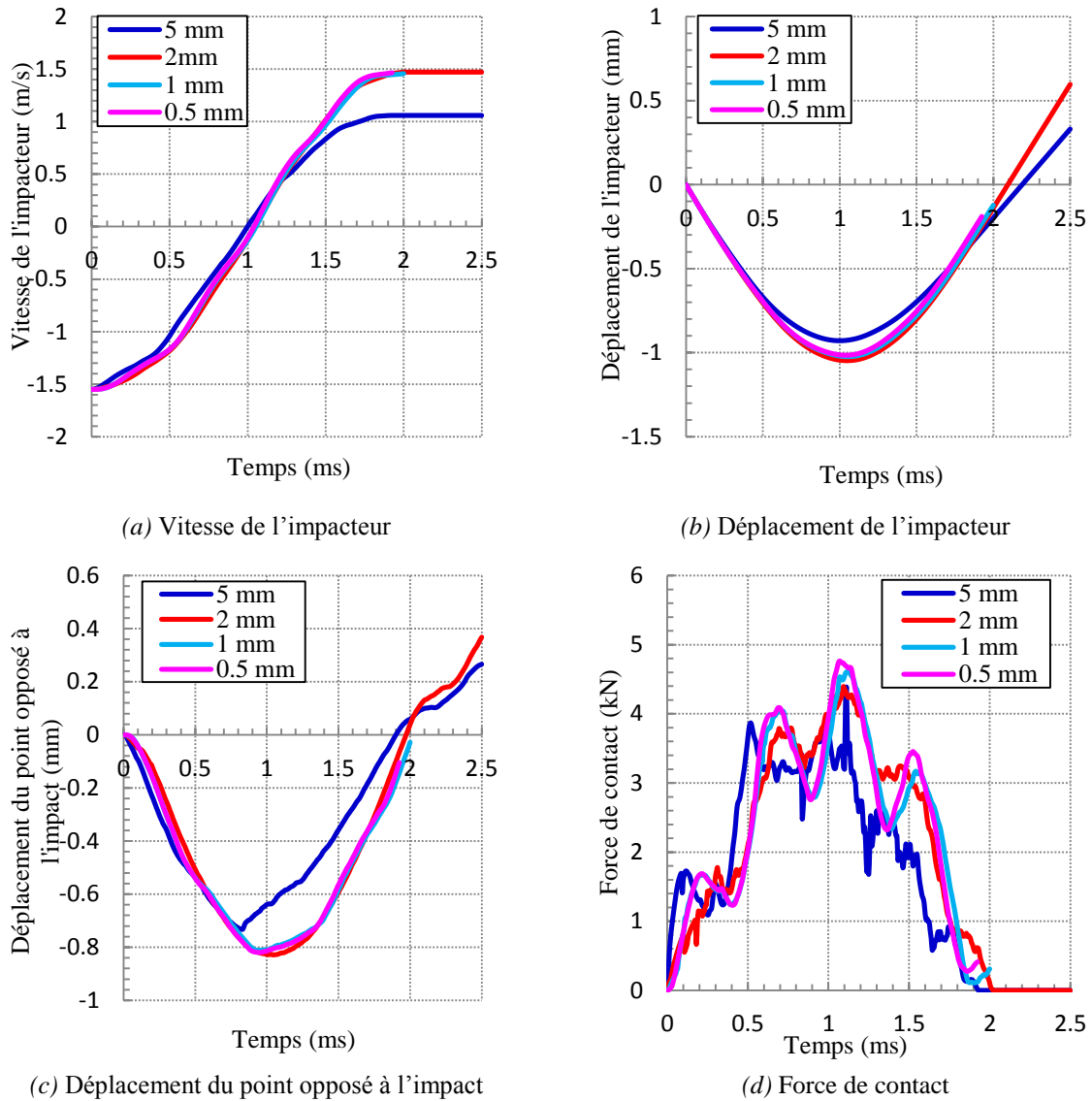


Figure 6.28: Réponse de la structure pour différentes tailles de maille dans le cas d'un impact sans endommagement à 1.922 Joules ( $V = 1.55$  m/s)

### 6.5.3 Influence du critère implémenté

L'influence du critère implémenté dans la loi de comportement du pli (Vumat) a été étudiée. Les lois considérées dans cette étude sont le critère bidimensionnel de Hashin étendu au cas tridimensionnel (critère appelé Hashin 3D : voir Tableau 6.1 dans la section 6.3.1), le critère tridimensionnel de Hashin appliqué uniquement aux fibres et associé au critère de Puck appliqué à la matrice (critère appelé Hashin-Puck : voir Tableau 6.6 dans la section 6.4.3) et la formulation tridimensionnelle telle qu'elle est proposée par Hashin (1980) [41] (critère appelé Hashin 3D (1980) : voir Tableau 6.11).



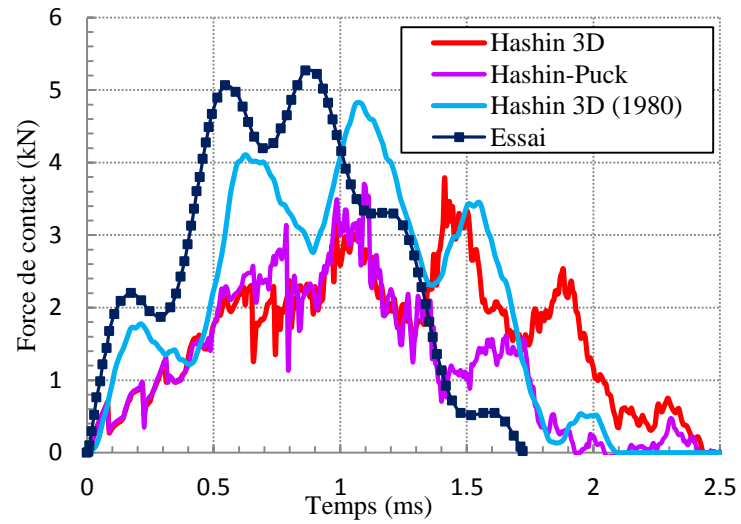
Mode de rupture		Variables scalaires d'endommagement
Fibres	Fibre en tension ( $\sigma_{11} \geq 0$ )	$d_{ft} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \beta \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$
	Fibre en compression ( $\sigma_{11} < 0$ )	$d_{fc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2$
Matrice	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_t}\right)^2 + \frac{\sigma_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{S_{23}^2} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \frac{1}{y_c} \left( \left( \frac{Y_c}{2S_{23}} \right)^2 - 1 \right) (\sigma_{22} + \sigma_{33}) + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{4S_{23}^2} + \frac{\sigma_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{S_{23}^2} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$

Tableau 6.11: Formulation tridimensionnelle du critère de Hashin (Hashin (1980) [41])

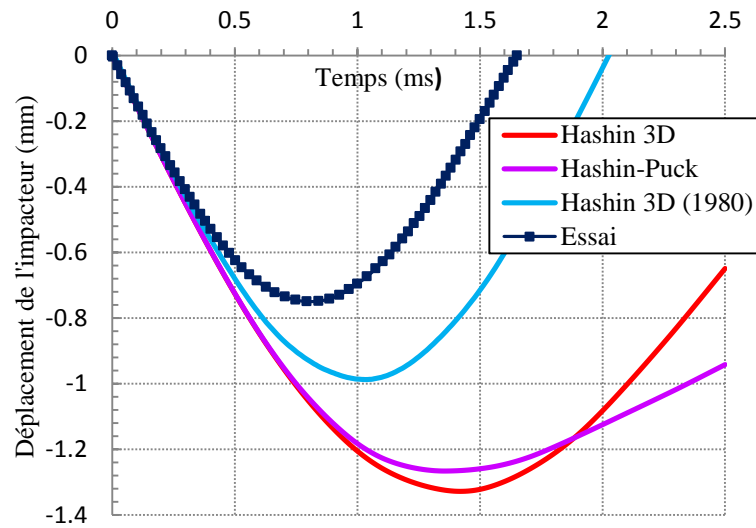
Les réponses à un impact de 1.922 Joules, en termes de force de contact et de déplacement de l'impacteur, sont comparées en changeant la loi de comportement des éléments volumiques représentant les plis. Les trois lois donnent des réponses avec des tendances similaires. Le pic de force du modèle du pli ayant le critère de Hashin 3D (1980) est plus élevé de 20.4% du critère de Hashin 3D et de 22.3% du critère de Hashin-Puck.

Les résultats numériques sont maintenant confrontés aux données expérimentales. La Figure 6.29 compare les réponses de l'essai en termes de force de contact et de déplacement de l'impacteur pour les trois critères de rupture. Les résultats des simulations présentent des tendances similaires avec les signaux expérimentaux filtrés. Le modèle du pli implémenté avec le critère tridimensionnel de Hashin (1980) (critère présenté dans le Tableau 6.11) semble capable de reproduire le comportement global. La force maximale de contact est moins élevée de seulement 10 % de la valeur expérimentale, comme le montre la Figure 6.29 (a). En revanche, les critères de Hashin 3D et de Hashin-Puck sont loin de représenter la réponse réelle de la structure (Figure 6.29 (b)). En effet, ces deux critères surestiment l'endommagement. Ceci induit une déflexion plus importante par rapport aux essais dans lesquels la structure reste saine suite à un impact de 1.922 Joules.

La Figure 6.30 présente une comparaison des dommages matriciels obtenus par les trois lois de comportement du pli (Hashin 3D (1980), Hashin-Puck et Hashin 3D). Les résultats du critère de Hashin 3D (1980) sont en accord avec les constations expérimentales qui montrent que le choc avec une vitesse incidente de 1,55 m/s (1.922 Joules) ne crée pas d'endommagement notable à la paroi externe des éprouvettes. La création des dommages est constatée expérimentalement à partir d'une vitesse incidente de 2,27 m/s (4.637 Joules). Ces résultats prouvent que la loi de comportement du pli conjointement avec le critère de Hashin 3D (1980) est fiable. Par ailleurs, la modélisation du cylindre par des éléments volumiques, du projectile et du berceau par des corps rigides, est suffisante pour représenter les phénomènes élastiques lors d'un impact non endommageant. Par ailleurs, il ressort aussi que cette modélisation est limitée dès lors que l'endommagement intervient dans le matériau impacté.



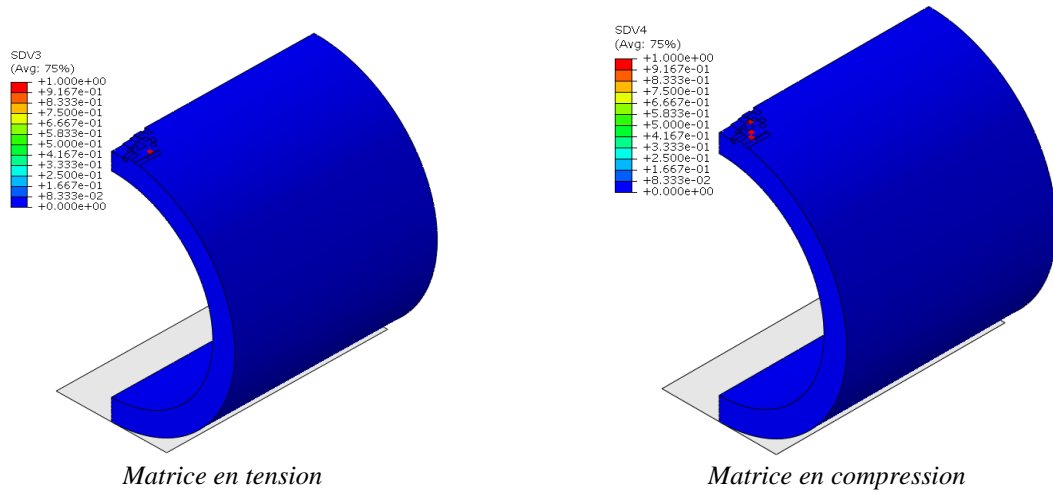
(a) Force de contact



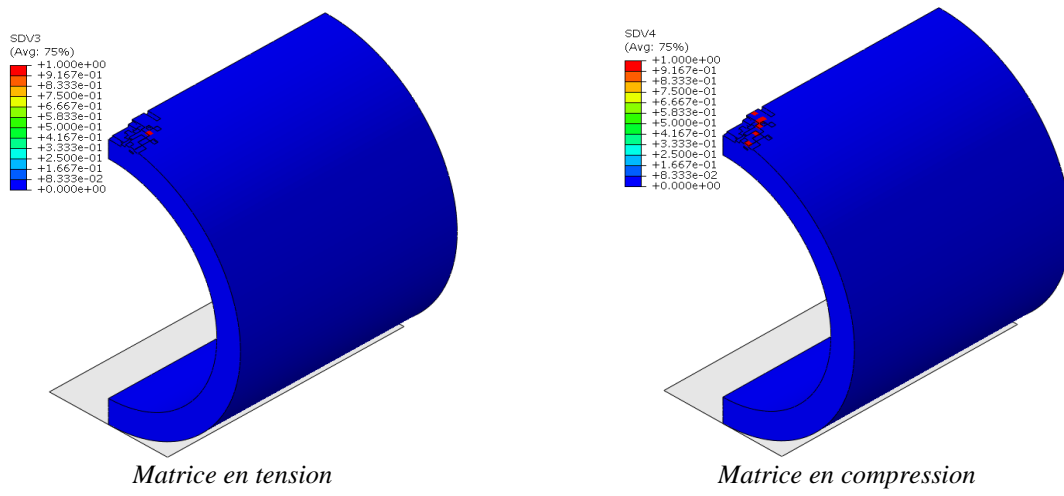
(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.29: Comparaison des critères constituant la loi de comportement du pli implémentée dans la Vumat avec les données expérimentales pour un impact sans endommagement de 1.922 Joules ( $V=1.55$  m/s)

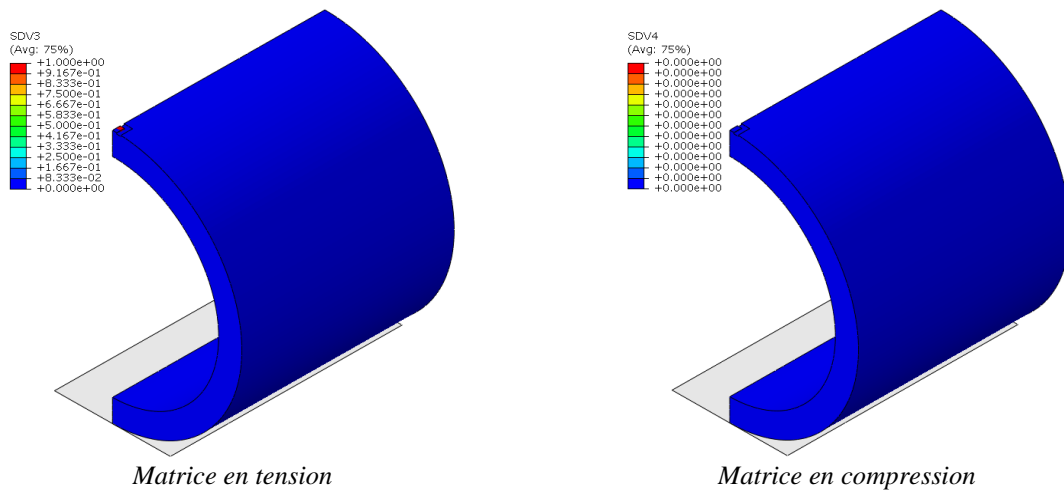




(a) Critère de Hashin 3D



(b) Critère de Hashin-Puck



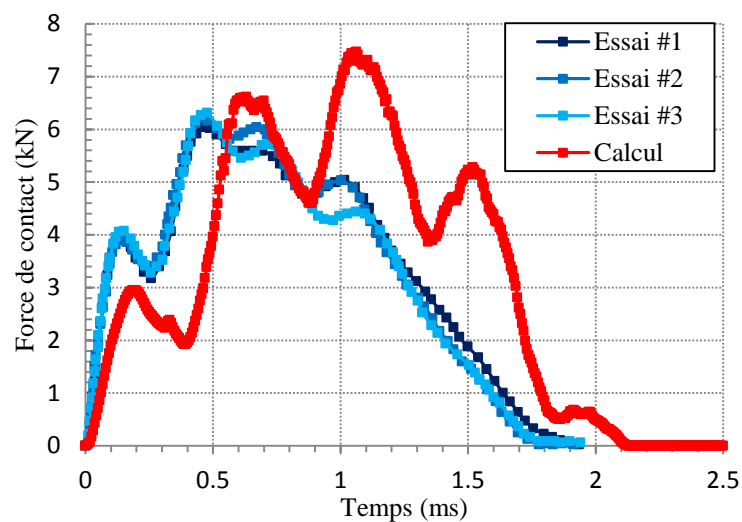
(c) Critère de Hashin 3D (1980)

Figure 6.30: Etat d'endommagement matriciel du calcul d'impact prévu par les trois lois de comportement du pli implémentées dans la Vumat (impact à 1.922 Joules,  $V = 1.55$  m/s)

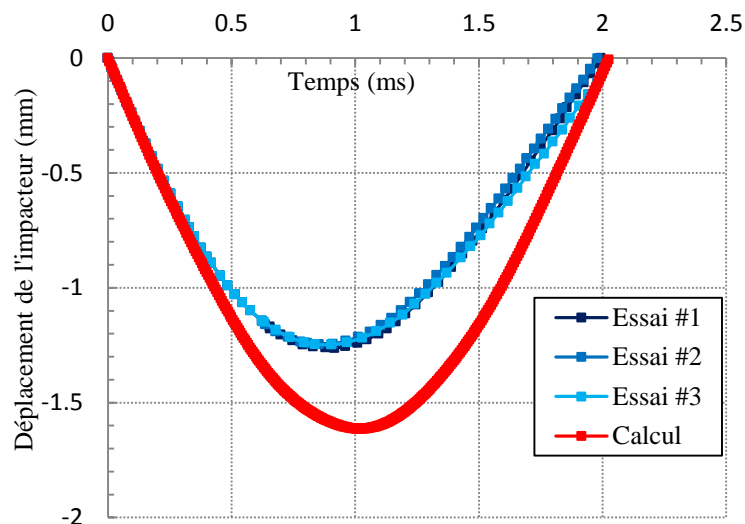
#### 6.5.4 Comparaison essai endommagent/simulation numérique

Les résultats numériques sont plus particulièrement confrontés aux données expérimentales dans le cas d'impacts endommagent : 5.202 Joules ( $v=2.55$  m/s), 10.082 Joules ( $v=3.55$  m/s) et 44.760 Joules ( $v=7.48$  m/s). Les Figure 6.31, Figure 6.32 et Figure 6.33 illustrent cette confrontation.

La réponse en termes de force de contact ne correspond pas exactement à la réponse des données expérimentales mais l'évolution temporelle est correctement décrite. Les courbes de déplacement de l'impacteur présentent une évolution temporelle similaire à celle des valeurs expérimentales mais surestiment la valeur des déplacements. D'une manière générale, le modèle d'impact présente une adéquation raisonnable avec les mesures expérimentales.

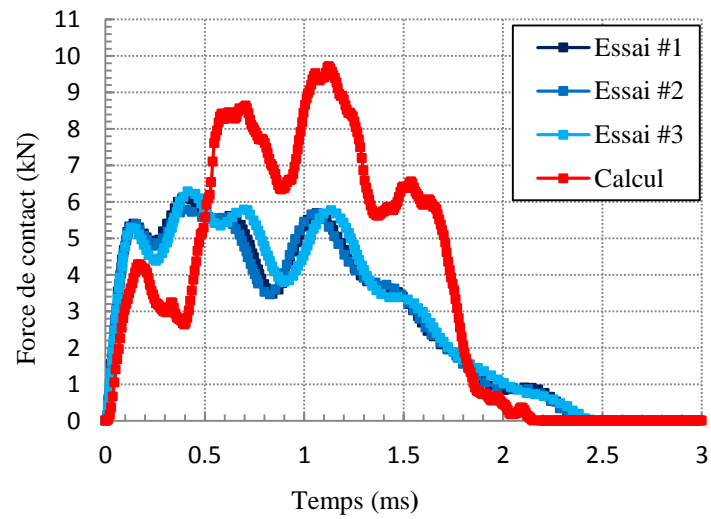


(a) Force de contact

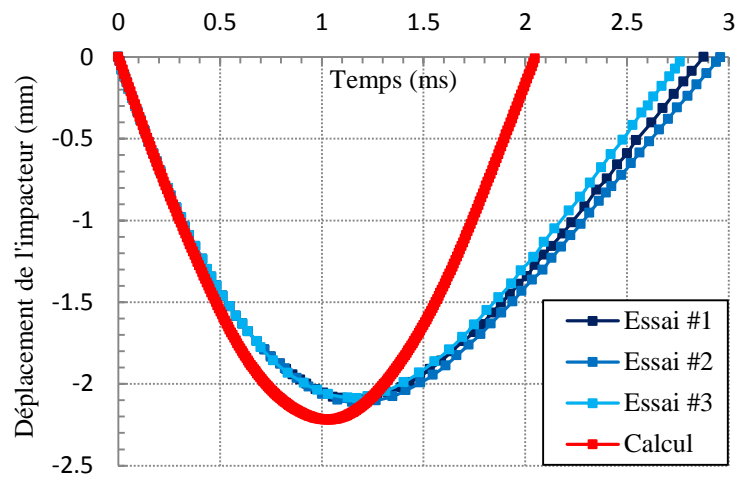


(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.31: Confrontation essai/calcul pour un impact de 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)

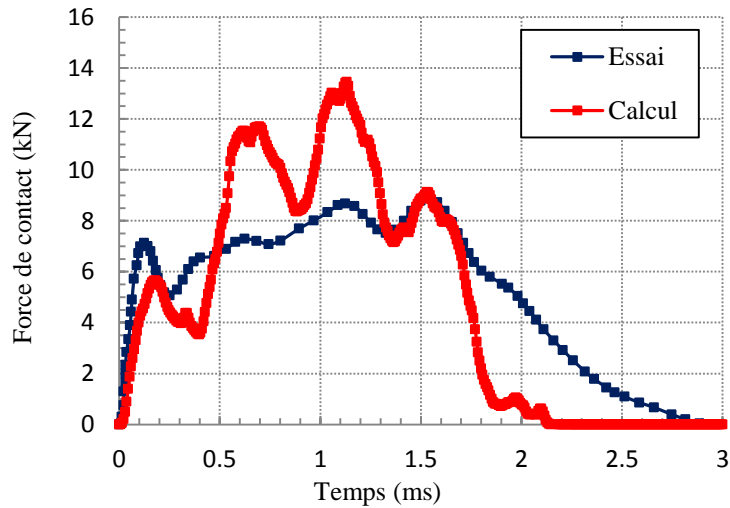


(a) Force de contact

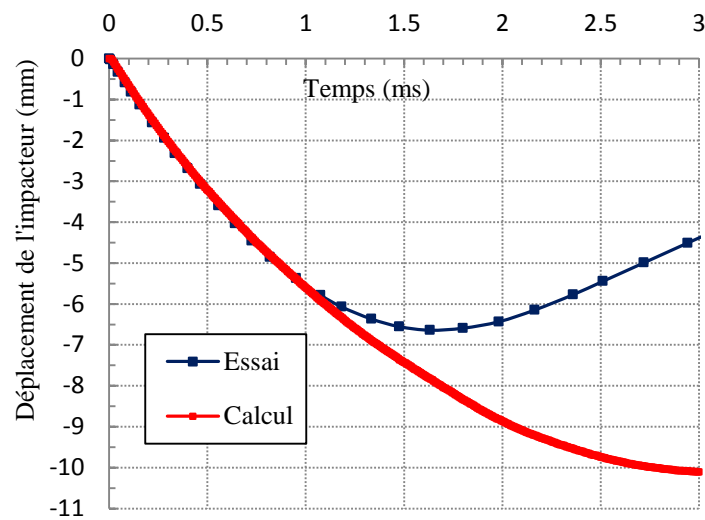


(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.32: Confrontation essai/calcul pour un impact de 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s)



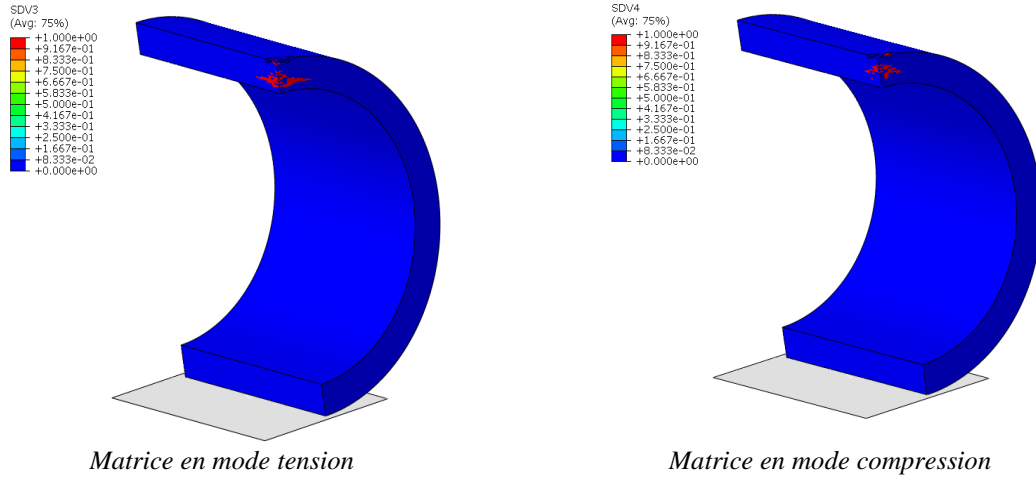
(a) Force de contact



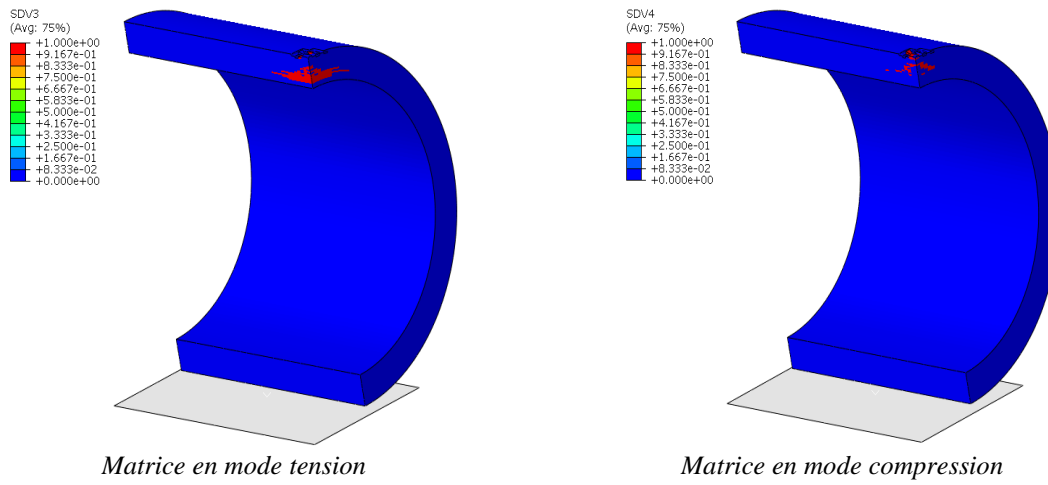
(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.33: Confrontation essai/calcul pour un impact de 44.76 Joules ( $V=7.48$  m/s)

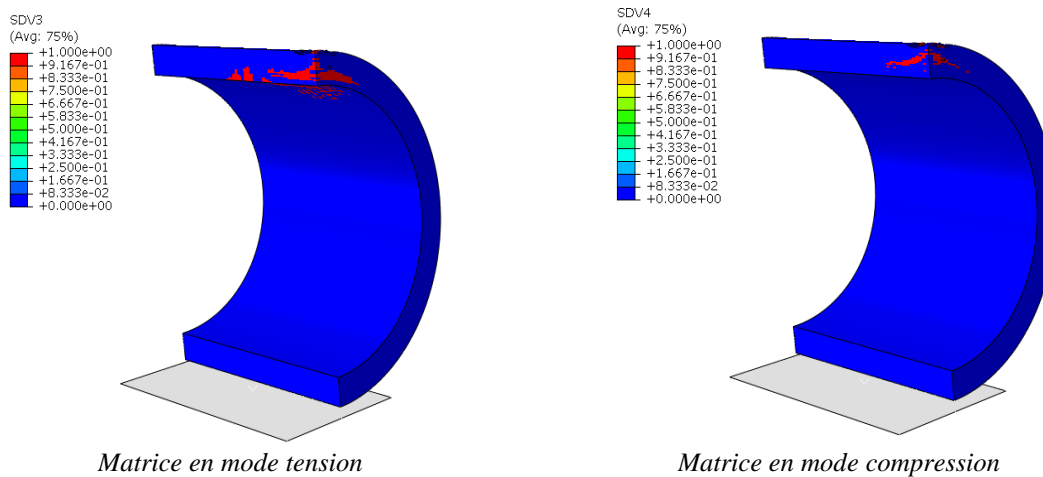
Les Figure 6.31, Figure 6.32 et Figure 6.33 montrent que lorsque l'énergie d'impact augmente (ici lorsque la vitesse d'impact augmente), la force de contact et les déplacements augmentent. De même, plus l'énergie d'impact est grande, plus le niveau d'endommagement devient important. Les dommages observés sont principalement relatifs à la fissuration matricielle. Une visualisation des dommages matriciels, prévus pour plusieurs énergies d'impact, est présentée dans la Figure 6.34. Les dommages matriciels montrent que plus l'énergie d'impact augmente, plus l'état d'endommagement présente un caractère diffus.



(a) Impact de 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)



(b) Impact de 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s)



(c) Impact de 44.76 Joules ( $V=7.48$  m/s)

Figure 6.34: Endommagement de la matrice prévu par le modèle du pli pour les impacts à (a) 5.202 Joules, (b) 10.082 Joules et (c) 44.76 Joules

On peut expliquer que les écarts observés entre les calculs numériques et les mesures expérimentales sont fortement liées à la loi de comportement des éléments volumiques

représentant les plis. En effet, le modèle est mis en place uniquement pour simuler les dommages intra-laminaires ; or, l'analyse des essais montre la présence de dommages inter-laminaires (délaminages). En effet, l'observation des éprouvettes impactées a montré que la surface délaminée croît avec l'augmentation de l'énergie d'impact.

L'inspection visuelle des éprouvettes impactées montre la création de dommages dans l'épaisseur des éprouvettes grâce au blanchiment de la partie endommagée. On identifie l'énergie limite pour la création des fissures et des délaminages autour de 4 Joules, puis la zone endommagée croît en taille avec l'énergie incidente. La Figure 6.35, illustrant la zone impactée à différentes vitesses, montre une augmentation notable du volume endommagé lorsque la vitesse d'impact augmente. Le protocole de découpe des cylindres testés associé à l'injection de pénétrant avec un éclairage ultraviolet permet d'obtenir les observations de la Figure 6.36. Ces observations montrent une forte présence de fissures matricielles intra-laminaires associées à des délaminages.

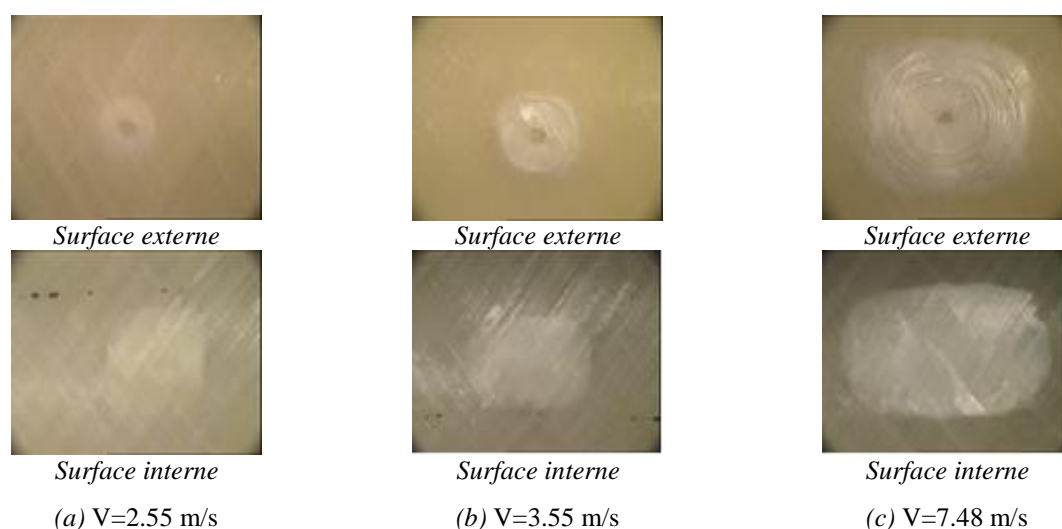


Figure 6.35: Endommagements observés lors des essais d'impact à différentes vitesses (Tarfaoui et al. (2011) [42])

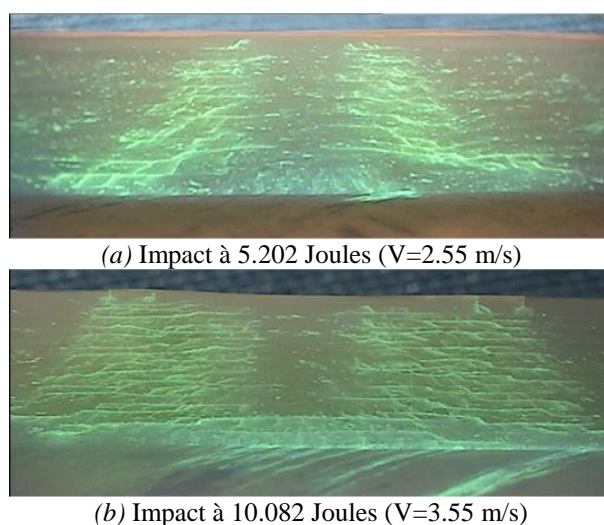


Figure 6.36: Délaminages observés lors des essais d'impact (Gning et al. (2005) [38])

### 6.5.4.1 Introduction des interfaces

Pour une représentation fidèle du scénario de rupture, il est important de mettre en place des modèles adéquats. L'insertion de zones cohésives dans la modélisation permet de capturer les dommages inter-laminaires ainsi que leur interaction avec les dommages intra-laminaires, c'est pourquoi les données expérimentales sont maintenant confrontées aux simulations d'impact à 5.202 Joules et 10.082 Joules dans lesquelles le modèle de comportement du pli (Vumat : Hashin 3D (1980)) est associé au modèle bilinéaire de zones cohésives d'une façon découplée. Cette modélisation avancée (Vumat\_CZM) nous permet de modéliser les phénomènes ayant lieu dans les plis mais aussi les phénomènes ayant lieu aux interfaces.

Toutes les interfaces entre les plis (19 interfaces) ont été modélisées par un contact cohésif. Celui-ci est associé au modèle bilinéaire de zones cohésives selon la formulation proposée par Alfano et Crisfield (2001) [26] disponible dans le code de calcul par éléments finis Abaqus. Pour l'initiation, nous avons choisi une loi de type traction-séparation basée sur un critère quadratique en contrainte. Pour la propagation, nous nous sommes basés sur le critère énergétique de Benzeggagh. Les propriétés du modèle cohésif sont données dans le Tableau 6.12. Pour les contraintes admissibles en traction hors plan (N) et dans les deux directions de cisaillement (T et S), nous prenons les valeurs données par Menna et al. (2011) [20]. Pour les données d'entrée du critère énergétique de Benzeggagh, nous conservons les ténacités du Tableau 6.7 basées sur les travaux de Chiminelli et al. (2011) [36].

L'endommagement des interfaces, attribué à une propagation rapide de délaminage dans plusieurs interfaces du stratifié, est maintenant capturé dans le modèle numérique. Lorsque le modèle du pli est associé au modèle bilinéaire de zones cohésives, la force de contact présente une allure extrêmement bruitée, ceci même en présence d'un filtre. Par ailleurs, la réponse de la structure peut être obtenue au point de référence du berceau qui est modélisé par un corps rigide. La force de réaction calculée au point de référence du berceau est cependant retenue pour une confrontation avec les mesures expérimentales. En effet, les forces de contact et de réaction traduisent la réponse globale de la structure et présentent une évolution temporelle presque similaire, comme le montre la Figure 6.37.

$K_{nn} = K_{tt} = K_{ss}$ (N/mm <sup>3</sup> )	$N$ (MPa)	$T$ (MPa)	$S$ (MPa)	$G_{Ic}$ (N/mm)	$G_{IIc} = G_{IIIc}$ (N/mm)	Facteur puissance du critère de Benzeggagh
10E+08	35	65	65	0.345	0.6	1

Tableau 6.12: Valeurs des propriétés interfaciales (avec le critère de Benzeggagh)

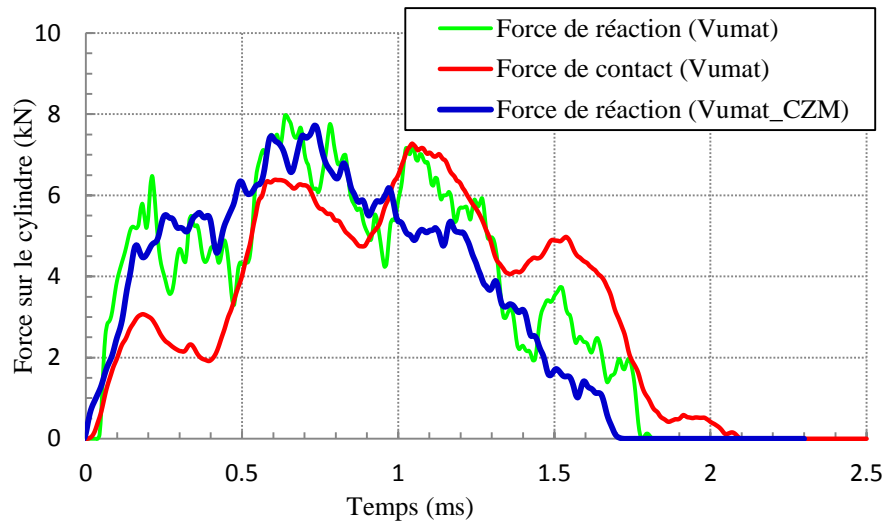
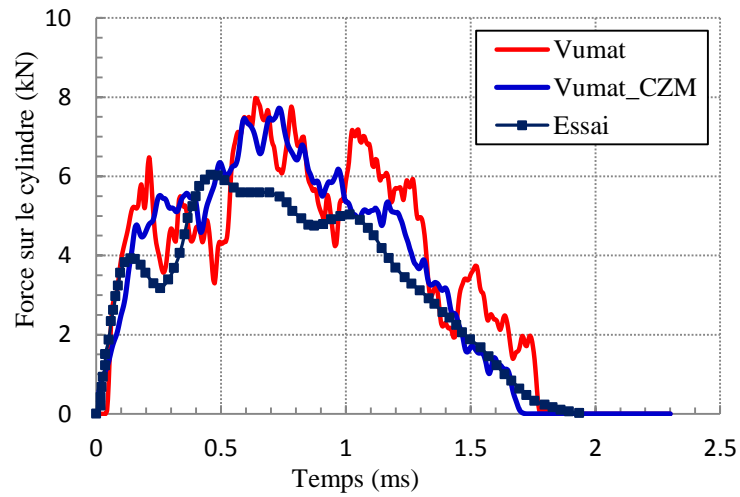


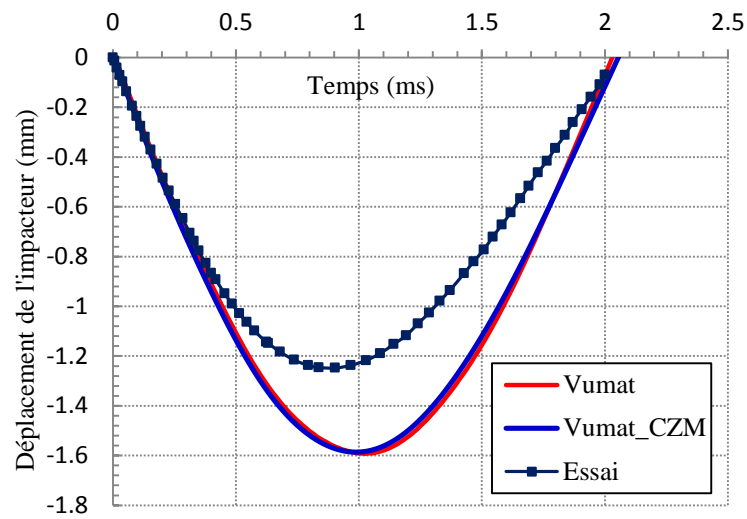
Figure 6.37: Comparaison des forces sur le cylindre lors d'un impact à 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)

Les Figure 6.38 et Figure 6.39 présentent une confrontation entre la force de réaction, calculée en absence (Vumat) et puis en présence de la loi bilinéaire de zones cohésives (Vumat\_CZM), et la force issue des données expérimentales. Du point de vue de la réponse globale, la prise en compte des dommages d'interfaces provoque une chute de la force. Cette chute d'effort augmente significativement avec la vitesse d'impact. Les résultats des simulations corrélaient avec les valeurs expérimentales : dans le cas de l'impact à 5.202 Joules (Figure 6.38 (a)) le seuil d'endommagement est plus élevé de 17.2 % pour la modélisation avancée (Vumat\_CZM) et de 26% pour la modélisation simple (Vumat) ; dans le cas de l'impact à 10.082 Joules (Figure 6.39 (a)) le seuil d'endommagement est plus élevé de 19.30% pour la modélisation avancée et de 30.5% pour la modélisation simple. La modélisation avancée présente une bonne prédiction de la force jusqu'à ce que le seuil d'endommagement expérimental soit atteint. La force maximale est plus élevée de 17.5% lors de l'impact à 5.202 Joules et de 23.5% lors de l'impact à 10.082 Joules de la valeur expérimentale. L'évolution temporelle des déplacements de l'impacteur est correctement décrite par les deux simulations (simple et avancée).



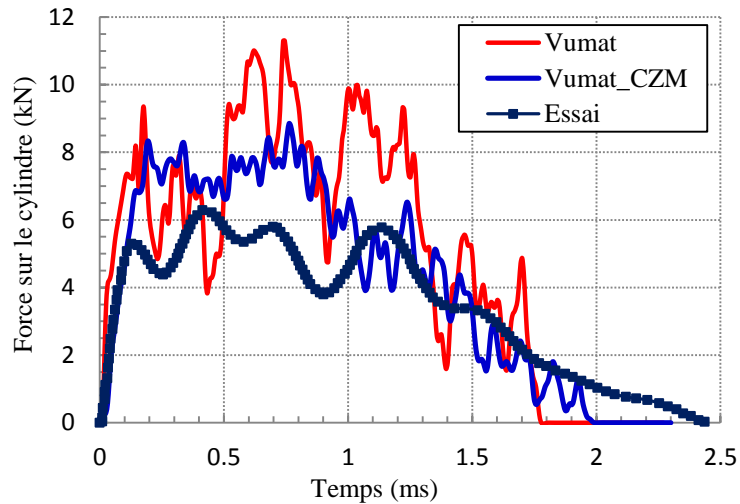


(a) Force de réaction sur le cylindre

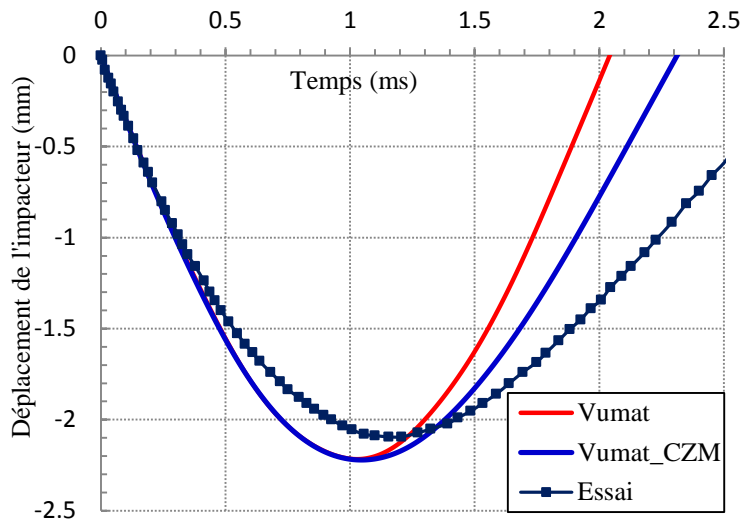


(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.38: Evolution temporelle de la force de réaction du cylindre et du déplacement de l'impacteur, impact à 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)



(a) Force de réaction sur le cylindre



(b) Déplacement de l'impacteur

Figure 6.39: Evolution temporelle de la force de réaction du cylindre et du déplacement de l'impacteur, impact à 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s)

Les Figure 6.38 (b) et Figure 6.39 (b) montrent que la modélisation avancée présente une meilleure prédiction des déplacements de l'impacteur particulièrement lorsque le taux d'endommagement commence à être important. Ceci est expliqué par le fait que lors de la modélisation avancée la perte de rigidité est plus importante. Par conséquent, le temps d'impact est plus long, ce qui induit un déplacement plus large comparativement avec la modélisation simple (Figure 6.39 (b)).

Ainsi, la modélisation des interfaces, conjointement avec un modèle de pli, semble la plus adéquate pour obtenir un modèle réaliste de l'impact pouvant retranscrire les dommages observés expérimentalement.

### 6.5.4.2 Influence des paramètres de la loi d'interface

Les propriétés de l'interface sont difficiles à identifier. En effet, l'incertitude dans les mesures des ténacités, particulièrement en mode II et III, et des contraintes d'amorçage peut être importante (Metoui et al. (2014) [43]). Ainsi, une étude de l'influence des valeurs des résistances interfaciales et des ténacités est menée dans cette section. Dans cette étude, on s'intéresse à des impacts endommagent de 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s) et de 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s). Tarfaoui et al. (2011) [42] n'ont pas réalisé d'essai DCB (Double Cantilever Beam) et ENF (End Notched Flexure) pour l'estimation des différents paramètres du modèle cohésif. Nous allons donc procéder par calcul inverse, en se basant sur des valeurs issues de la littérature, pour donner une estimation des valeurs de contraintes d'amorçage et des ténacités.

La première partie de cette section consiste à estimer l'influence des valeurs des résistances interfaciales sur la réponse à l'impact. Pour cela, les contraintes d'amorçage du délaminage ont été réduites et ensuite augmentées par rapport aux valeurs initiales, tout en maintenant la raideur et les ténacités initiales exprimées dans le Tableau 6.12. Les valeurs des contraintes d'amorçage testées sont présentées dans le Tableau 6.13.

$N$ (MPa)	$T = S$ (MPa)	Facteur puissance du critère de Benzeggagh
30	55	1
<b>35</b>	<b>65</b>	<b>1</b>
45	75	1

Tableau 6.13: Influence des valeurs des résistances interfaciales. Cas de référence surligné en gras

La seconde partie de l'étude de l'influence des paramètres de la loi cohésive sur la réponse à l'impact concerne les valeurs des ténacités. Les valeurs de ténacité de l'interface sont modifiées sans changer la raideur et les résistances interfaciales initiales du Tableau 6.12. Trois couples de ténacités ( $G_{Ic}, G_{IIc} = G_{IIIc}$ ) sont testés pour estimer l'influence sur la réponse à l'impact (Tableau 6.14).

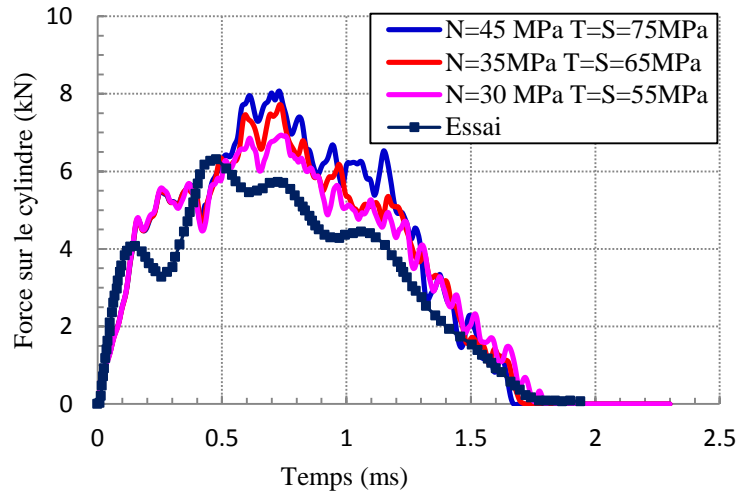
$G_{Ic}$ (N/mm)	$G_{IIc} = G_{IIIc}$ (N/mm)	Facteur puissance du critère de Benzeggagh
0.145	0.2	1
<b>0.345</b>	<b>0.6</b>	<b>1</b>
0.745	1	1

Tableau 6.14: Influence des valeurs des ténacités en mode I et en mode II choisies pour la loi cohésive bilinéaire. Cas de référence surligné en gras

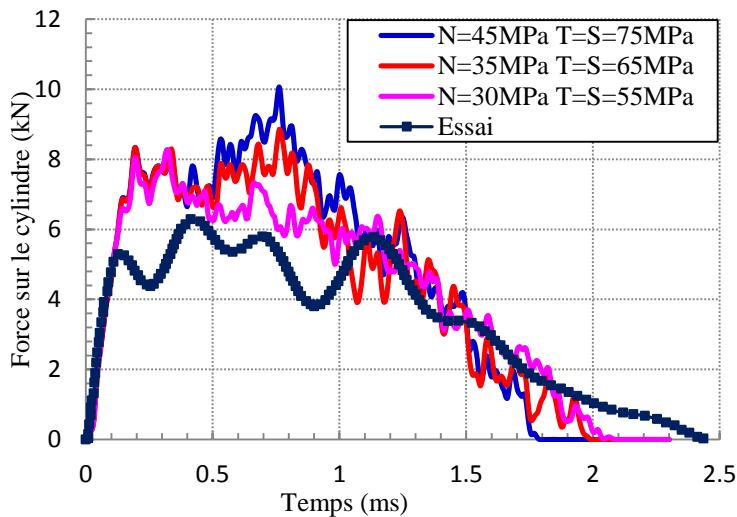
Les contraintes d'amorçage ont un effet sur la réponse globale puisque les réponses à l'impact du cylindre présentées dans la Figure 6.40 ont évolué dans l'intervalle de temps [0.5-1.5] ms.

Lorsque le seuil d'endommagement atteint une limite significative, l'effort sur le cylindre chute et une propagation rapide de délaminage est observée.

Du point de vue de la réponse macroscopique, les ténacités ont également un effet sur la réponse de la structure (Figure 6.41). Nous constatons que la première partie des courbes située dans l'intervalle de temps [0-0.5] ms n'a pas évolué. En revanche, dans l'intervalle de temps [0.5-1.5] ms, nous pouvons constater une différence notable dans l'effort. Cette différence croît avec l'augmentation de la vitesse d'impact.

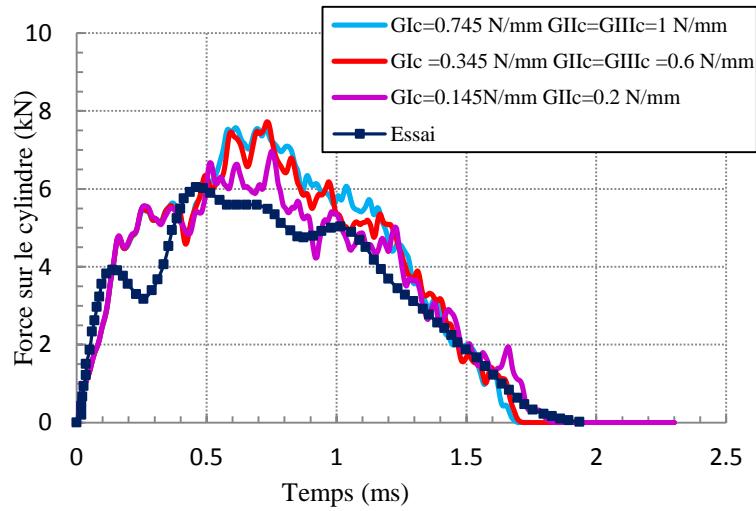


(a) Impact à 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)

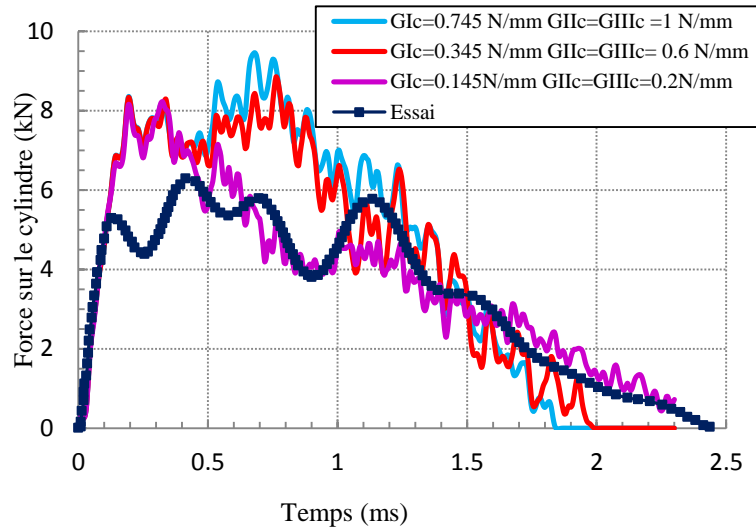


(b) Impact à 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s)

Figure 6.40: Evolution temporelle des forces de réaction sur le cylindre impacté à (a) 5.202 Joules et (b) 10.082 Joules, selon le couple des valeurs de contraintes d'amorçage en mode I et en mode II pour la loi cohésive bilinéaire



(a) Impact à 5.202 Joules ( $V=2.55$  m/s)



(b) Impact à 10.082 Joules ( $V=3.55$  m/s)

Figure 6.41: Evolution temporelle des forces de réaction du cylindre impactée à (a) 5.202 Joules et (b) 10.082 Joules, selon le couple de valeurs des ténacités en mode I et en mode II choisies pour la loi cohésive bilinéaire

## 6.6 DISCUSSION

Le but de ce chapitre était de développer une méthode de simulation des phénomènes d'endommagement dans les matériaux composites lors de sollicitations dynamiques de type impact. Nous nous sommes également attachés à rendre cette méthode utilisable dans le cadre d'applications à l'échelle industrielle.

Cette étude a permis d'établir un formalisme d'intégration de lois de comportement du pli adaptées aux sollicitations dynamiques à l'échelle de la fibre et de la matrice. Ces lois sont écrites sous forme de critères quadratiques appliqués à des éléments volumiques. L'implémentation proposée est suffisamment générale pour permettre, de manière aisée,

l'enrichissement du code par des lois plus évoluées, notamment des lois de comportement multi-échelles, dépendantes de la structure microscopique du pli. Ces modèles microscopiques, dont le domaine de validité est plus large que celui des lois phénoménologiques existantes, apportent une réelle contribution à la modélisation plus fine du comportement endommageable des matériaux composites. La validité des critères implémentés pour la formulation de l'endommagement intra/inter-laminaire a été prouvée avec des résultats expérimentaux.

L'objectif des sections 6.4 et 6.5 était de proposer une méthodologie de prévision de ruine des structures composites sous sollicitation complexe de type impact. Cela a permis de proposer un outil de dimensionnement destiné aux industriels de différents secteurs d'activités utilisant les matériaux composites tels que l'aéronautique, le naval et les EMR. En effet, le dimensionnement des structures composites à l'heure actuelle est généralement basé sur des sollicitations quasi statiques, ce qui entraîne l'usage de coefficients de sécurité élevés pour des structures qui sont conçues pour résister à des chargements dynamiques, rendant les solutions composites moins compétitives. Les résultats obtenus dans les sections 6.4 et 6.5 nécessitent des explications supplémentaires en vue d'assimiler correctement les conséquences de l'application d'un critère tridimensionnel pour la prédiction des dommages d'impact, en particulier les dommages de la matrice.

Les critères employés pour la prédiction des dommages matriciels sont répertoriés dans le Tableau 6.15. Les mécanismes d'endommagement sont différents en traction et en compression car les phénomènes physiques mis en jeu sont différents. La formulation tridimensionnelle proposée par Hashin (1980) [41] pour traduire la rupture de la matrice en compression n'est associée à aucun plan de rupture. Les critères de rupture de la matrice en tension et en compression sont basés sur une interaction quadratique des contraintes et possèdent une forme polynomiale différente. On remarque que le terme linéaire  $\left[ \frac{1}{y_c} \left( \left( \frac{y_c}{2s_{23}} \right)^2 - 1 \right) (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \right]$  qui apparaît dans le critère de la matrice en compression n'est pas pris en compte dans le critère de la matrice en tension. On pense que ce terme est ajouté uniquement lors de la compression pour augmenter la valeur du critère étant donné qu'aucun plan de cisaillement de la matrice n'est défini. Dans le critère de Puck, le terme linéaire  $\left[ (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \left( \frac{1}{y_t} + \frac{1}{y_c} \right) \right]$  est présent dans les critères de la matrice en tension et en compression.

Les critères de rupture des composites stratifiés ne peuvent être considérés comme un sujet résolu. Ceci nous conduit à l'impossibilité de recommander un critère comme le plus approprié en règle générale. Le critère 2D de Hashin étendu au cas 3D est celui qui corrèle le moins bien avec les données expérimentales, il ne sera donc plus utilisé. Ceci nous amène à affirmer qu'il ne suffit pas d'étendre l'expression quadratique d'un critère bidimensionnel à un cas tridimensionnel en ajoutant uniquement les termes hors plan et prétendre que l'on dispose d'un critère tridimensionnel, comme c'est le cas du critère 3D employé par Naderi et Khonsari (2013) [44] dans leur étude. On note que le critère de Hashin pour les fibres, associé au critère de Puck pour la matrice, permet l'obtention de résultats satisfaisants lors d'un impact à grande vitesse. En revanche, le critère de Hashin 3D (1980) est celui qui corrèle

le mieux avec les mesures expérimentales d'essais d'impact à basse vitesse. Le critère de Hashin 3D (1980) est retenu lors de l'étude de l'impact accidentel d'objets sur la tuyère de l'hydrolienne, compte tenu de la faible vitesse axiale d'impact des objets entraînés par les courants marins. Cette vitesse ne dépasse pas généralement 6 m/s dans le site du Raz Blanchard (Myers et Bahaj (2005) [45]).

Dans le cadre de cette étude, nous pouvons souligner que nous avons développé des routines avec différents critères d'endommagement des fibres et de la matrice pour la prise en compte de la rupture des éléments volumiques représentant les plis. Nous avons montré que ces critères seuls ne peuvent pas traduire toute la cinétique d'endommagement des matériaux composites sous des sollicitations de type impact. Il est en effet nécessaire d'associer la rupture des plis à celle des interfaces. Le délaminage dans plusieurs cas de figures est une source de problèmes dans la durée de vie d'une structure composite ; il peut être très pénalisant. Pour ce mode d'endommagement, nous avons utilisé la loi bilinéaire de zones cohésives disponible dans le code de calcul éléments finis Abaqus. Nous pouvons donc dire que l'un des points faibles de cette approche est le fait qu'il n'y a pas de couplage entre les variables d'endommagement du modèle du pli et les paramètres du modèle d'interface. Une extension possible de la méthodologie proposée est l'établissement d'une formulation mettant en place le couplage inter/intra-laminaire qui serait un point pertinent pour la construction d'un modèle numérique robuste. Néanmoins, l'association de ces deux modèles de manière découplée serait d'un grand secours pour le dimensionnement des structures composites sous sollicitations dynamiques. Des études récentes (Huchette (2005) [46] et Vandellos (2011) [37]) ont montré qu'il existe un lien étroit entre la fissuration matricielle et les micro-délaminages. Ainsi, dans les modèles d'endommagement les plus récents, comme celui proposé par González et al. (2012) [47], un couplage inter/intra-laminaire est pris en compte lors de la modélisation du comportement dommageable des structures composites sous sollicitation tridimensionnelle complexe.

Mode de rupture		Variables scalaires d'endommagement
Hashin bidimensionnel étendu au cas tridimensionnel	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{23}}{S_{23}}\right)^2$
Puck (1998)	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{11}}{2X_t}\right)^2 + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{Y_t Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c}\right)$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \left(\frac{\sigma_{11}}{2X_t}\right)^2 + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{Y_t Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + (\sigma_{22} + \sigma_{33}) \left(\frac{1}{Y_t} + \frac{1}{Y_c}\right)$
Hashin 3D (1980) (écriture de Hashin 1980)	Matrice en tension ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0$ )	$d_{mt} = \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{y_t}\right)^2 + \frac{\sigma_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{S_{23}^2} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$
	Matrice en compression ( $\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0$ )	$d_{mc} = \frac{1}{y_c} \left( \left(\frac{Y_c}{2S_{23}}\right)^2 - 1 \right) (\sigma_{22} + \sigma_{33}) + \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{4S_{23}^2} + \frac{\sigma_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{S_{23}^2} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{13}}{S_{13}}\right)^2$

Tableau 6.15: Résumé des critères de ruine de la matrice implémentés dans la loi de comportement du pli (Vumat)



## 6.7 CONCLUSION

En bilan de ce chapitre consacré à la construction d'un modèle numérique dédié à la modélisation du phénomène d'impact sur des structures composites, nous avons pu mettre en évidence l'influence du critère de rupture du pli sur la réponse à l'impact. Le modèle du pli est implémenté en formulation tridimensionnelle sous forme d'une routine Fortran au format d'une Vumat. Dans cette étude, une confrontation avec des valeurs issues de résultats expérimentaux sur une plage de grandes et faibles vitesses d'impact a été effectuée. Les résultats montrent que la formulation tridimensionnelle du critère de rupture est sensible à la vitesse d'impact. Cette sensibilité diminue légèrement lorsque la vitesse d'impact est très grande induisant dans ce cas un endommagement très localisé. En effet, il ne suffit pas d'étendre un critère bidimensionnel, basé sur une interaction quadratique des contraintes, à une formulation tridimensionnelle et prétendre que l'on dispose d'un critère tridimensionnel. Ceci nous conduit à l'impossibilité de recommander un critère tridimensionnel comme le plus approprié pour une large plage de vitesse d'impact. Néanmoins, les confrontations essai/calcul montrent que le critère de Hashin pour les fibres associé au critère de Puck pour la matrice permet l'obtention de résultats satisfaisants lors d'impact à grande vitesse. En revanche, le critère de Hashin 3D (1980) est celui qui corrèle le mieux avec les mesures expérimentales d'essais d'impact à basse vitesse. On note par ailleurs que la modélisation de l'impact nécessite des techniques numériques de contact assez complexes.

Une fois l'influence de la formulation tridimensionnelle du critère implémenté dans le modèle du pli est établie, nous avons introduit les dommages d'interface par l'intermédiaire du modèle bilinéaire de zones cohésives. Pour ce modèle, le critère d'amorçage est le critère quadratique en contrainte avec une évolution énergétique de type Benzegagh-Kenane pour la propagation du délaminage. Toutes les interfaces ont été modélisées par un contact cohésif. L'association du modèle du pli au modèle d'interface est alors investiguée. Les résultats des simulations sont probants et montrent une meilleure corrélation avec les mesures expérimentales. On conclut alors que l'association du modèle de pli au modèle d'interface est nécessaire pour la prévision de la ruine des structures composites sous sollicitation tridimensionnelle complexe de type impact.

Dans ce chapitre, la méthodologie proposée a montré son aptitude à prédire la ruine et l'état des dommages suite à un impact. Les résultats numériques d'impact à basse vitesse d'une structure composite tubulaire, présentés dans la section 6.5, montrent une zone endommagée ayant une forme conique. Ceci correspond en effet à ce qui est observé expérimentalement. La réponse dynamique présente un aspect général en bonne cohérence avec les valeurs d'essais. Le modèle d'impact proposé est alors considéré comme prédictif des dommages d'impact. Toutefois, le niveau de l'effort et du déplacement diffèrent légèrement. Les différences entre les résultats numériques et les mesures expérimentales peuvent provenir de plusieurs facteurs, parmi eux :

- La formulation tridimensionnelle de Hashin (1980) [41] retenue pour décrire la rupture du pli nécessite encore des améliorations. Une comparaison avec d'autres

critères tridimensionnels serait d'un grand intérêt. Comme par exemple le critère de rupture du modèle OPFM<sup>1</sup> développé par l'ONERA<sup>2</sup> dans lequel l'effet de la viscosité de la matrice est pris en compte. Ce critère, basé sur les hypothèses de Hashin et doté d'une loi adoucissante, a été employé dans le cadre des travaux d'impact à basse vitesse réalisés par Troussset (2013) [31] ;

- L'approche utilisée consiste à appliquer simultanément un critère intralaminare de rupture du pli conjointement avec un modèle interlaminaire pour prévoir le délaminage. La méthodologie proposée ne prend en effet aucun couplage des mécanismes de rupture intra/interlaminaire. Il nous semble donc important d'introduire un couplage entre la fissuration matriciel et le délaminage pour améliorer la prédiction des mécanismes de rupture mis en jeu ;
- Les valeurs des contraintes ultimes alimentant le critère ( $X_b$ ,  $X_c$ ,  $Y_b$ ,  $Y_c$ ,  $Z_b$ ,  $Z_c$ ,  $S_{12}$ ,  $S_{13}$  et  $S_{23}$ ) qui sont par ailleurs assez délicates à identifier surtout hors plan, particulièrement dans le cas d'une structure tubulaire. Par conséquent, il existe une incertitude non négligeable quant à la fiabilité de ces valeurs utilisées dans les calculs ;
- Les valeurs des propriétés de l'interface qui alimentent le modèle de zones cohésives (contraintes d'amorçage : N, T et S et valeurs des ténacités :  $G_{Ic}$ ,  $G_{IIc}$  et  $G_{IIIc}$ ) qui présentent des difficultés à leur identification ce qui engendre une source d'incertitude supplémentaire ;
- Le même maillage est conservé dans toute l'étude éléments finis, or les résultats de simulation peuvent être fortement sensibles à la finesse du maillage, surtout lors de la mise en place d'un critère d'endommagement. Troussset (2013) [31] affirme que le modèle de zones cohésives requiert des maillages suffisamment fins pour empêcher une propagation brutale du délaminage. Cet aspect n'a pas été investigué dans cette étude.

Les approches essentiellement expérimentales conduites sur des éprouvettes à échelle réduite ne sont pas représentatives des structures réelles à forme complexe et ne peuvent donc pas être complètement validées, du fait du manque d'outils. Il s'agit donc de développer des outils de calcul associés aux apports complémentaires des essais expérimentaux permettant de limiter cette approche expérimentale qui, du fait de son coût, limite le champ d'optimisation des structures composites vis-à-vis du problème d'impact. L'objectif est alors de se doter d'outils et de méthodologies permettant de donner aux bureaux d'études les moyens de se prononcer sur la gravité des dommages dus aux chocs. La méthodologie et l'outil développés dans ce chapitre peuvent être utilisés pour la conception et l'optimisation de structures composites soumises à l'impact.

La méthodologie d'aide au dimensionnement proposée dans ce chapitre est maintenant appliquée pour l'optimisation et l'analyse de l'intégrité structurelle de la géométrie de tuyère retenue dans le chapitre 5 suite à un scénario de choc accidentel. C'est l'objet du chapitre suivant.

---

<sup>1</sup> OPFM : Onera Progressive Failure Model

<sup>2</sup> ONERA : L'Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales

## Bibliographie

- [1] L. Berreur, B. De Maillard et S. Nösperger, L'Industrie Française des Matériaux Composites: Des Enjeux Prioritaires Pour un Développement Durable. DiGITIP, 2002.
- [2] W. J. Cantwell and J. Morton, The Impact Resistance of Composite Materials - a review. *Composites*, vol. 22, pp. 347-362, 1991.
- [3] S. Abrate, Impact on Laminated Composite Materials. *Applied Mechanics Reviews*, vol. 44, pp. 155-190, 1991.
- [4] S. P. Joshi and T. C. Sun, Impact Induced Fracture Initiation and Detailed Dynamic Stress Field in the Vicinity of Impact. American Society for Composites Second Technical Conference, 1987.
- [5] S. Abrate, Impact on Composite Structures. Cambridge University Press, 1998.
- [6] G. A. O. Davis and R. Olsson, Impact on Composite Structures. *Aeronautic Journal*, vol. 108, pp. 541-563, 2004.
- [7] C. Lin and M. Hoo Fatt, Perforation of Composite Plates and Sandwich Panels under Quasi-static and Projectile Loading. *Journal of Composite Materials*, vol. 40, pp. 1801-1840, 2006.
- [8] E. Abisset, Un Méso-modèle d'Endommagement des Composites Stratifiés pour le Virtual Testing: Identification et Validation. Thèse de Doctorat, 2012.
- [9] E. V. González, P. Maimí, P. P. Camanho, C. S. Lopes and N. Blanco, Effects of Ply Clustering in Laminated Composite Plates Under Low-Velocity Impact Loading. *Composites Science and Technology*, vol. 71, p. 805-817, 2011.
- [10] S. Guinard, O. Allix, D. Guédra-Degeorges and A. Vinet, A 3D Damage Analysis of Low-Velocity Impacts on Laminated Composites. *Composites Science and Technology*, vol. 62, p. 585-589, 2002.
- [11] P. Chen, Z. Shen, J. Xiong, S. Yang, S. Fu and L. Ye, Failure Mechanism of Laminated Composites Subjected to Static Indentation. *Composite Structures*, vol. 75, pp. 489-495, 2006.
- [12] C. Bouvet, B. Castanié, M. Bizeul and J. J. Barrau, Low Velocity Impact Modelling in Laminated Composite Panels with Discrete Interface Elements. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 46, p. 2809-2821, 2009.
- [13] G. A. Schoeppner and S. Abrate, Delamination Threshold Loads for Low Velocity Impact on Composite Laminates. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 31, p. 903-915, 2000.
- [14] M. F. S. F. De Moura and A. T. Marques, Prediction of Low Velocity Impact Damage in Carbon-Epoxy Laminates. *Composites: Part A*, vol. 33, pp. 361-368, 2002.

- [15] M. F. S. F. De Moura and J. P. M. Gonçalves, Modelling the Interaction Between Matrix cracking and Delamination in Carbon-Epoxy Laminates Under Low Velocity Impact. *Composites Science and Technologie*, vol. 64, pp. 1021-1027, 2004.
- [16] P. B. Gning, M. Tarfaoui, P. Davies and F. Collombet, Prediction of Damage in Composite Cylinders After Impact. *Journal of Composite Materials*, vol. 39, pp. 917-928, 2005.
- [17] M. Tarfaoui, P. B. Gning and F. Collombet, Residual Strength of Damaged Glass/Epoxy Tubular Structures. *Journal of Composite Materials*, vol. 41, pp. 2165-2182, 2007.
- [18] M. Tarfaoui, P. B. Gning and L. Hamitouche, Dynamic Response and Damage Modelling of Glass/Epoxy Tubular Structures: Numerical Investigation. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 39, pp. 1-12, 2008.
- [19] M. Tarfaoui, P. B. Gning and F. Collombet, Damage Modelling of Impacted Tubular Structures By Using Material Property Degradation Approach. *Damage and Fracture Mechanics - SPRINGER*, pp. 227-235, 2009.
- [20] C. Menna, D. Asprone, G. Caprino, V. Lopresto and A. Prota, Numerical Simulation of Impact Tests on GFRP Composite Laminates. *International Journal of Impact Engineering*, vol. 38, p. 677–685, 2011.
- [21] E. Fuoss, P. V. Straznicky and C. Poon, Effects of Stacking Sequence on the Impact Resistance in Composite Laminates - Part 1: Parametric Study. *Composite Structures*, vol. 41, p. 67–77, 1998.
- [22] M. O. W. Richardson and M. J. Wisheart, Review of Low-Velocity Impact Properties of Composite Materials. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 24, p. 1123–1131, 1996.
- [23] R. Olsson, Mass Criterion for Wave Controlled Impact Response of Composite Plates. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, vol. 31, p. 879–887, 2000.
- [24] D. S. S. Corporation, Abaqus Version 6.14, Dassaults Système, 2014.
- [25] J. Pederson, Finite Element Analysis of Carbon Fiber Composite Ripping Using Abaqus. Thesis Master of Science Mechanical Engineering, Clemson University, 2006.
- [26] G. Alfano and M. A. Crisfield, Finite Element Interface Models for the Delamination Analysis of Laminated Composites: Mechanical and Computational Issues. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 50, pp. 1701-1736, 2001.
- [27] X. J. Gong and M. L. Benzeggagh, Determination of the Mixed Mode Delamination Toughness Using an Imposed Displacement Cantilever Beam Test Method. *ECCM 5*, Bordeaux, 1992.
- [28] O. R. Shah, Identification et Caractérisation des Propriétés Mécanique et Structurales en Endommagement Statique et Tenue en Fatigue d'une Pale Composite d'Eolienne Flottante. Thèse de doctorat, 2014.

- [29] G. Belingardi and R. Vadori, Low Velocity Impact Tests of Laminate Glass-Fiber-Epoxy Matrix Composite Material Plates. *International Journal of Impact Engineering*, vol. 27, p. 213–229, 2002.
- [30] V. Llorca Martin, Identification des Mécanismes d'Endommagement dans des Plaques Composites Soumises à des Impacts de Faible et Moyenne Energie. Thèse de Doctorat, ENSAM Bordeaux, 1995.
- [31] E. Troussel, Prévision des Dommages d'Impact Basse Vitesse et Basse Energie dans les Composites a Matrice Organique Stratifiés. Thèse de Doctorat, 2013.
- [32] H. Kasano, Impact Perforation of Orthotropic and Quasi-Isotropic CFRP Laminates by a Steel Ball Projectile. *Advanced Composite Materials*, vol. 10, pp. 309-318, 2001.
- [33] H. Kasano, Recent Advances in High-Velocity Impact Perforation of Fiber Composite Laminates. *JSME International Journal*, vol. 42, pp. 147-157, 1999.
- [34] Abaqus Technology Brief, Projectile Impact on a Carbon Fiber Reinforced Plate. Simulia, April 2007.
- [35] A. Puck and H. Schürmann, Failure Analysis of FRP Laminates by Means of Physical Based Phenomenological Models. *Composites Science and Technology*, vol. 58, p. 1045–1067, 1998.
- [36] A. Chiminelli, B. Garcia, P. Sanchez, M. Lizaranzu and M. A. Jimenez, Application of Cohesive Element Simulation Technique to Model Delamination and Fiber-Bridging in Composite Materials. *Anales de Mecanica de la Fractura*, vol. 2, pp. 523-527, 2011.
- [37] T. Vandellos, Développement d'une Stratégie de Modélisation du Délaminage Dans les Structures Composites Stratifiées. Thèse de Doctorat, 2011.
- [38] P. B. Gning, M. Tarfaoui, F. Collombet, L. Riou and P. Davies, Damage Development in Thick Composite Tubes Under Impact Loading and Influence on Implosion Pressure: Experimental Observations. *Composites: Part B Engineering*, vol. 36, p. 306–318, 2005.
- [39] M. Tarfaoui, P. B. Gning, P. Davies and F. Collombet, Scale and Size Effects on Dynamic Response and Damage of Glass/Epoxy Tubular Structures. *Journal of Composites Materials*, vol. 41, pp. 547-558, 2007.
- [40] P. B. Gning, Influence du Choc sur la Tenue en Pression Externe des Cylindres Composites. Thèse de Doctorat, 2004.
- [41] Z. Hashin, Fatigue Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 48, pp. 846-852, 1980.
- [42] M. Tarfaoui and P. B. Gning, Experimental Investigation and Finite Element Analysis of Dynamic Behavior and Damage of Glass/Epoxy Tubular Structures. *Composite Science and Technology*, vol. 471, pp. 951-956, 2011.

- [43] S. Metoui, E. Pruliere, A. Ammar and F. I. I. Dau, The Proper Generalized Decomposition for the Simulation of Delamination Using Cohesive Zone Model. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 99, pp. 1000–1022, 2014.
- [44] M. Naderi and M. Khonsari, Stochastic Analysis of Inter and Intra-laminar Damage in Notched PEEK Laminates. *EXPRESS Polymer Letters*, vol. 17, pp. 383-395, 2013.
- [45] L. Myers and A. S. Bahaj, Simulated Electrical Power Potential Harnessed by Marine Current Turbine Arrays in the Alderney Race. *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 1713–1731, 2005.
- [46] C. Huchette, Sur la Complémentarité des Approches Expérimentales et Numériques pour la Modélisation des Mécanismes d'Endommagement des Composites Stratifiés. Thèse de Doctorat, 2005.
- [47] E. V. González, P. Maimi, P. P. Camanho, A. Turon and J. A. Mayugo, Simulation of Drop-Weight Impact and Compression After Impact Tests on Composite Laminates. *Composite Structures*, vol. 94, pp. 3364–3378, 2012.



## CHAPITRE 7 :

---

### IMPACT SUR UN CARENAGE D'HYDROLIENNE

#### Table des matières

---

7.1 INTRODUCTION	235
7.2 IMPACT SUR CARENAGE D'HYDROLIENNE	235
7.2.1 Description du modèle	236
7.2.2 Modélisation numérique de l'impact sur une tuyère d'hydrolienne	237
7.2.3 Effet de l'énergie d'impact	245
7.3 MODELISATION DE LA TUYERE COMPLETE	248
7.3.1 Stratégie de modélisation	248
7.3.1.1 Modèle complet de la tuyère	249
7.3.1.1.1 Géométrie et plan de stratification	249
7.3.1.1.2 Conditions limites et maillage	249
7.3.1.1.3 Résultats	251
7.3.1.2 Modèle d'impact	251
Réponse à l'impact	252
7.3.1.3 Approche de type <i>submodeling</i>	253
Résultats du sous-modèle	256
7.4 CONCLUSION ET DISCUSSION	258
Bibliographie	260

---



## 7.1 INTRODUCTION

Les tuyères en composite sont de plus en plus envisageables dans la conception des hydroliennes. Mais à l'heure actuelle, leur comportement au choc n'est pas encore pris en compte dans leur dimensionnement, comme pour la plupart des structures en composites. Pourtant, en service ou lors de la maintenance, le choc induit par un impact accidentel peut mettre en cause leur capacité à résister aux chargements drastiques auxquels les tuyères sont confrontées. En effet, le manque d'informations concernant le comportement à l'impact des tuyères en composite soulève une certaine inquiétude chez les industriels du secteur EMR. Par conséquent, la compréhension de leur comportement à l'impact s'avère indispensable pour une conception fidèle et plus tolérante aux dommages. Ainsi, ce chapitre a pour objectif d'étudier l'influence des dommages induits par un choc à basse vitesse sur le comportement d'une tuyère en composite.

L'objectif de ce chapitre est de tester d'un point de vue qualitatif et quantitatif la méthodologie d'impact développée et validée au chapitre 6 sur une structure composite tubulaire. Cette étude vise à donner une estimation des dommages d'impact ainsi que la résistance au choc accidentel de la tuyère d'hydrolienne dimensionnée au chapitre 5. Tout d'abord, on présente les résultats des simulations numériques d'impact afin d'analyser la réponse de la structure et d'établir l'histoire de l'endommagement induit.

Dans un second temps, les résultats des simulations sont comparés et discutés afin d'établir l'effet de la vitesse et de la masse de l'impacteur (énergie d'impact) sur les dommages induits. Les dommages issus de choc accidentel d'un objet entraînant la diminution de la tenue résiduelle de la tuyère doivent être réparés une fois détectés. Afin de certifier ces appendices destinés aux hydroliennes, il est nécessaire de garantir leur durabilité en présence de dommages.

Pour le moment, aucune solution optimisée n'existe à notre connaissance pour protéger de l'impact accidentel les structures d'hydrolienne de type tuyère. En effet, la méconnaissance des mécanismes d'endommagement dus à l'impact entraîne un surdimensionnement réduisant ainsi notablement le ratio « puissance/masse », ce qui remet en cause l'usage des tuyères composites dans la conception des hydroliennes en regard des matériaux métalliques.

## 7.2 IMPACT SUR CARENAGE D'HYDROLIENNE

Dans toute modélisation à l'échelle de la structure, nous avons besoin de données et de lois qui permettent de décrire le comportement de la structure. Cependant, les pressions calculées dans la partie hydrodynamique auxquelles la tuyère est confrontée sont prises en compte comme des données d'entrée dans le modèle éléments finis (procédure expliquée au chapitre 5). Le modèle tridimensionnel de comportement des composites stratifiés, intégré dans Abaqus (module Explicit) sous la forme d'une routine Fortran au format Vumat et validé par comparaison avec des mesures expérimentales au chapitre 6, est employé dans cette étude. Finalement, pour produire des dommages similaires au choc d'un corps étranger, nous

envisageons d'impacter la zone de bord de fuite, qui représente la zone la plus vulnérable de la tuyère, avec un impacteur ayant une géométrie hémisphérique.

### 7.2.1 Description du modèle

La tuyère étudiée est celle retenue au chapitre 5 (tuyère de rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=0.925$  affichant le meilleur ratio « puissance/masse », voir Figure 5.30 au chapitre 5). La tuyère est soumise à la pression hydrodynamique calculée lors de la conception du rotor sous tuyère et à la pression hydrostatique liée à la profondeur du site, comme le montre la Figure 7.1 (la procédure de transfert des pressions hydrodynamiques est expliquée en détail dans la section 5.2 au chapitre 5).

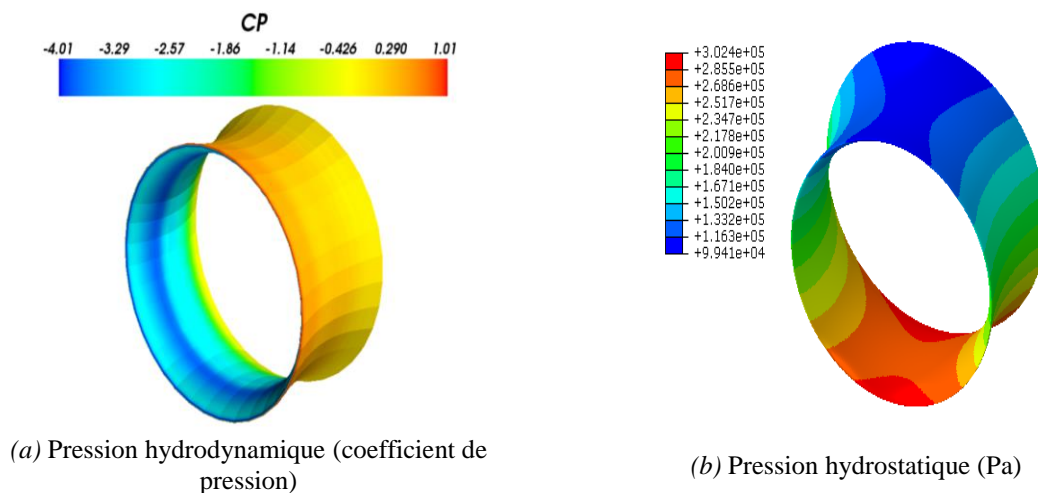


Figure 7.1: Pressions auxuelles la tuyère de rapport  $D_{\text{entrée}}/D_{\text{sortie}}=0.925$  est confrontée

Deux configurations de tuyère sont examinées dans cette étude : la première configuration est une géométrie sans nervures (Figure 7.2 (a)) tandis que la seconde configuration présente une géométrie renforcée par des nervures longitudinales espacées de  $11.25^\circ$  et d'épaisseur 15 mm (Figure 7.2 (b)) dans la zone de bord de fuite. Une schématisation de la configuration 2 montrant les 32 nervures dans la zone de bord de fuite est présentée à la Figure 7.3.

Les conditions limites de fixation de la tuyère sont similaires à celles employées au chapitre 5 (voir section 5.2.2). La condition de contact entre le projectile et la tuyère n'autorise aucune interpénétration entre les surfaces. Nous choisissons, comme dans le chapitre 6, l'utilisation d'une formulation de type Explicit. Cinq points d'intégration sont choisis dans l'épaisseur pour garantir une bonne représentation de la flexion dans la zone d'impact. Lorsque l'impacteur entre en contact avec la tuyère, cette dernière va absorber une quantité d'énergie et, par conséquent, se déformer. Ensuite, une certaine quantité de cette énergie fournie sera restituée à l'impacteur, ce qui provoquera son rebond.

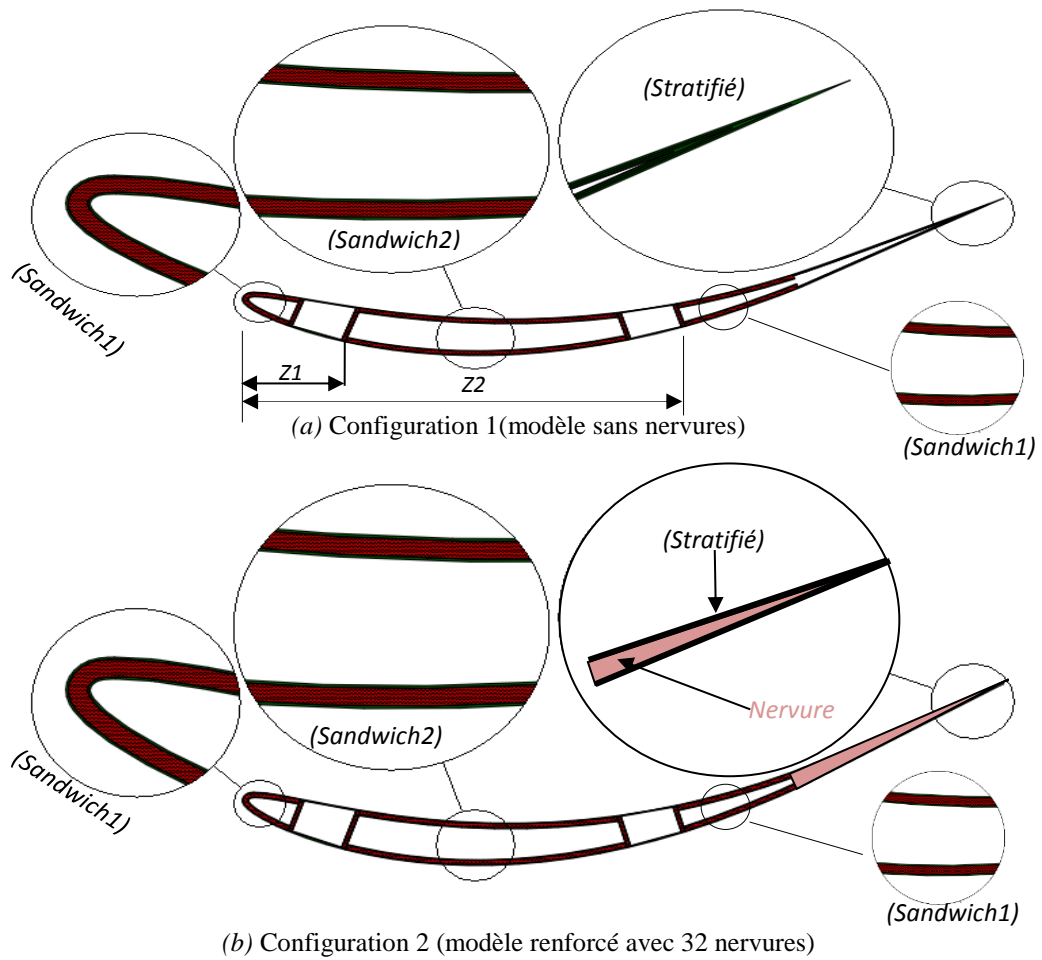


Figure 7.2: Profils des deux configurations de tuyère impactée

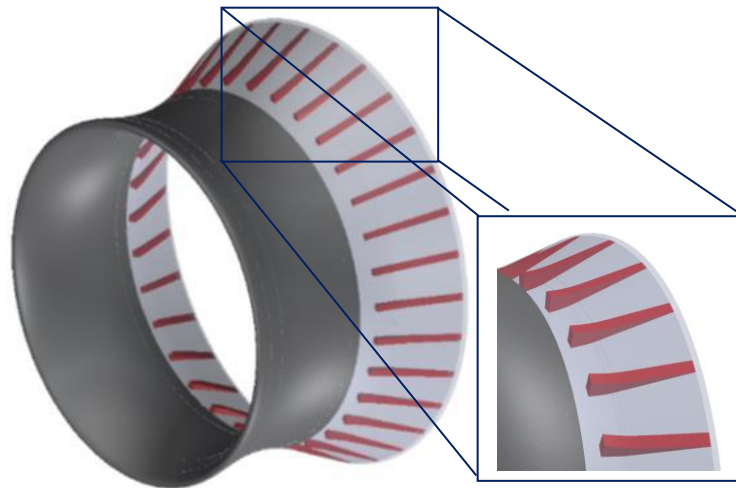


Figure 7.3: Vue schématique de la configuration 2 comportant 32 nervures au bord de fuite

### 7.2.2 Modélisation numérique de l'impact sur une tuyère d'hydrolienne

Le composite verre/polyester employé est celui étudié au chapitre 5. Le composite verre/polyester a fait l'objet d'une caractérisation expérimentale au sein du laboratoire dans le

cadre des travaux de Shah (2014) [1]. Sa masse volumique est de  $1960 \text{ kg/m}^3$ . Les propriétés mécaniques sont celles présentées au chapitre 5, elles sont rappelées dans le Tableau 7.1.

Propriétés matériau	Valeur
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = 48160, E_{22} = E_{33} = 11210$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.274, \nu_{23} = 0.096$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 4420, G_{23} = 9000$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1021.3$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 978$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$Y_t = Z_t = 29.5$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$Y_c = Z_c = 171.8$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S_{12} = S_{13} = S_{23} = 35.3$

Tableau 7.1: Propriétés mécaniques du stratifié verre/polyester (Shah (2014) [1])

A noter ici qu'en vue de simplifier le modèle éléments finis et de faciliter la comparaison entre les deux configurations étudiées, la stratification des peaux retenue dans le chapitre 5 ( $[45/-45/0/90]_{ns}$ ) est transformée en stratification ayant une seule orientation ( $[0^\circ]_n$ ,  $[90^\circ]_n$  et  $[45^\circ]_n$ ). Ainsi, cette modélisation ne prend en compte que l'endommagement dans les plis.

Le maillage de la tuyère a été réalisé avec des éléments volumiques linéaires de type C3D8R. L'impacteur de 3 m de diamètre est modélisé par un corps rigide maillé avec des éléments rigides quadrilatéraux de type R3D4. Le maillage de la tuyère est généré de sorte que les dimensions des éléments soient presque identiques (Figure 7.4). Un ratio «taille de maille/encombrement total de la tuyère» de 0.005 a été retenu. Ce ratio affiche une taille de maille assez petite garantissant la convergence vers la solution numérique sans qu'elle ne nécessite un temps de calcul trop long (temps de calcul raisonnable :  $\approx 5h$  avec un processeur à 4 cœurs).

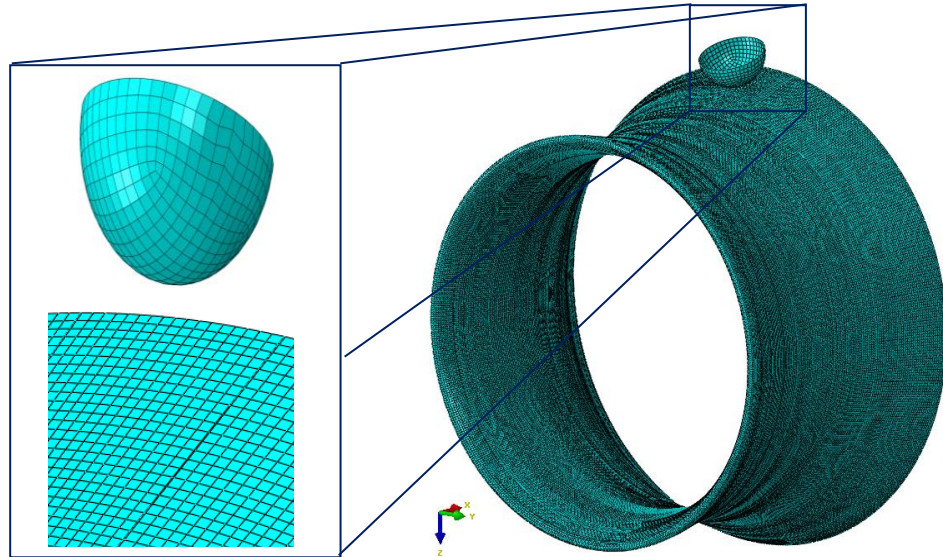


Figure 7.4: Maillages de la tuyère et de l'impacteur

D'après la loi de conservation de l'énergie totale, on a :

$$E_c = E_p \leftrightarrow \frac{1}{2}mv^2 = k\rho gh \quad (7.1)$$

Ainsi, la vitesse verticale (normale) de chute est donnée par :

$$V = \sqrt{2kgh} \quad (7.2)$$

Avec :

- $E_c$  : l'énergie cinétique avant contact ;
- $E_p$  : l'énergie potentielle ;
- $m$  : la masse de l'impacteur ;
- $v$  : la vitesse théorique avant impact ;
- $k$  : le coefficient de frottement (en l'absence de frottement  $k=1$ ) ;
- $g$  : l'accélération ;
- $h$  : la hauteur initiale de chute.

Comme le montrent les équations (7.1) et (7.2), la vitesse normale d'impact n'est fonction que de la hauteur ( $h$ ). La hauteur est dans notre cas la profondeur d'immersion entre la surface d'eau libre et le diamètre de sortie de la tuyère (profondeur prise comme contrainte lors du calcul hydrodynamique,  $h=10m$ ). Ainsi, la vitesse d'impact est imposée comme une condition initiale au projectile affecté d'une masse critique de 1500 kg. Le champ de vitesses de l'impacteur dans le repère de la tuyère est présenté dans la Figure 7.5.

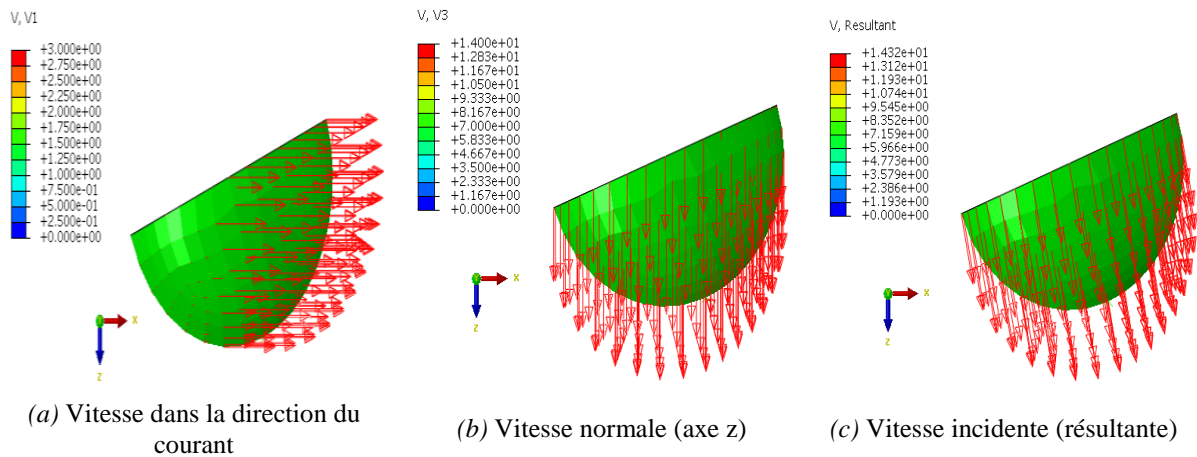
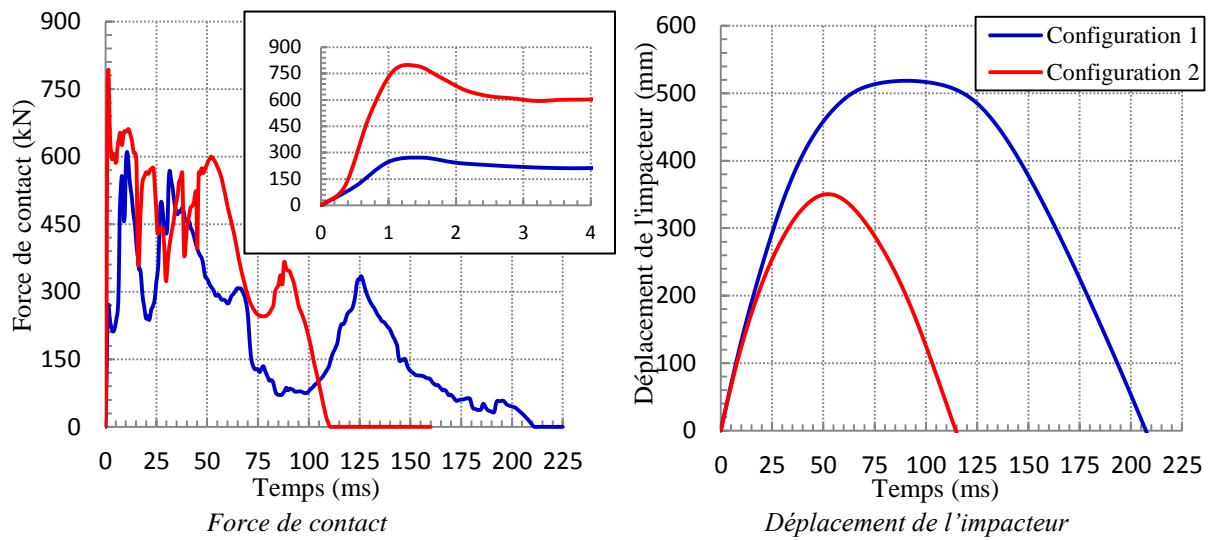


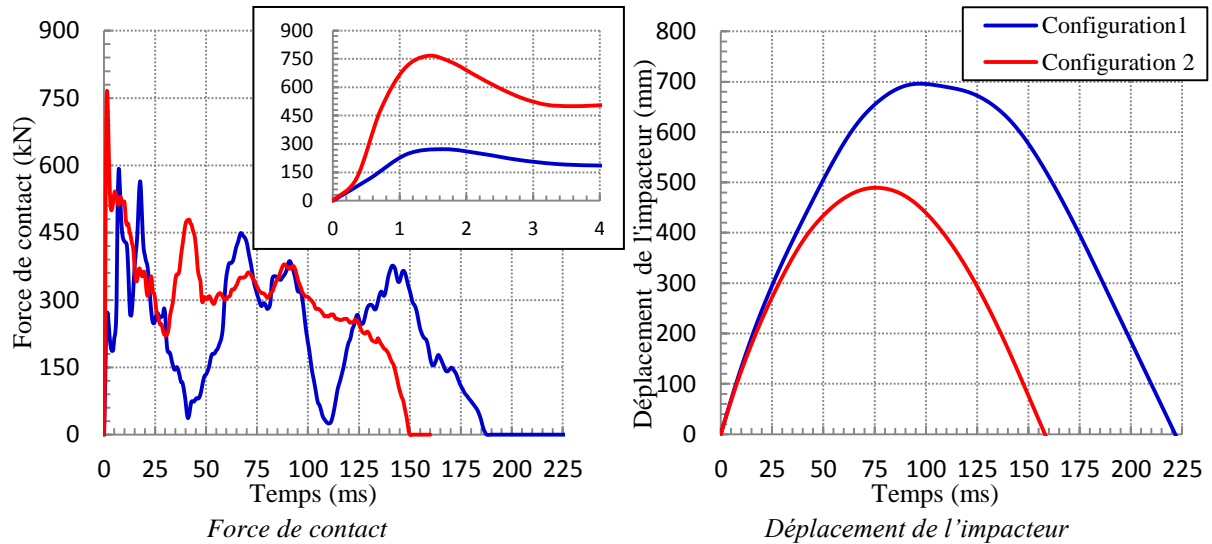
Figure 7.5: Vitesse d'impact dans le repère de la tuyère

Les réponses obtenues au cours du temps pour l'impact à 153.8kJ sont présentées dans la Figure 7.6. La figure montre que la présence des nervures a un effet prononcé sur le comportement au choc de la tuyère. On remarque que la force de contact relevée pour les deux configurations présente la même variabilité pour les trois stratifications ( $[0]_n$ ,  $[90]_n$  et  $[45]_n$ ). La force de contact augmente jusqu'à atteindre le point critique (effort maximal) qui représente l'initiation de l'endommagement, pour ensuite devenir nulle suite au retour élastique de la structure. Cette dernière agit sur l'impacteur, ce qui provoque son rebond. Entre ces deux phases, l'endommagement se propage dans la structure d'une façon distincte pour les deux configurations étudiées. Le comportement est donc cohérent.

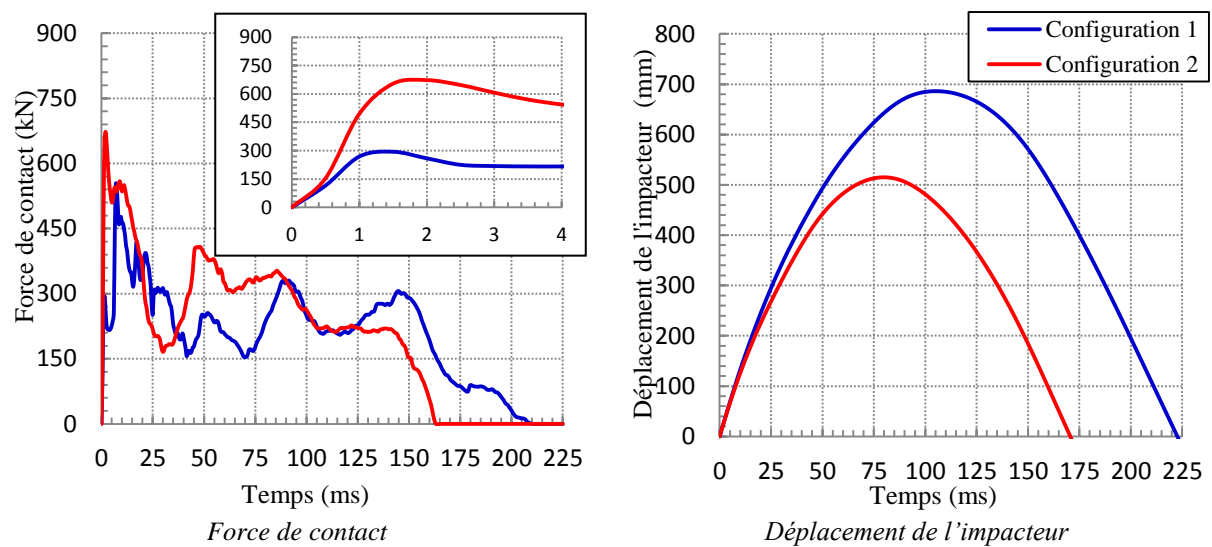
Les courbes de déplacement de l'impacteur montrent une raideur de flexion plus importante de la structure lorsque les plis sont orientés à  $0^\circ$ . Ceci nous amène à prévoir que pour maximiser la rigidité de la tuyère, le taux de fibres orientées à  $0^\circ$  doit être augmenté.



(a) Fibres orientées à 0°



(b) Fibres orientées à 90°



(c) Fibres orientées à 45°

Figure 7.6: Réponse des deux configurations au choc avec un impact de 153.8 kJ

Comme cette modélisation ne prend en compte que les dommages dans le pli, nous faisons apparaître dans les Figure 7.7, Figure 7.8 et Figure 7.9 le champ des dommages matriciels des plis obtenu pour les deux configurations.

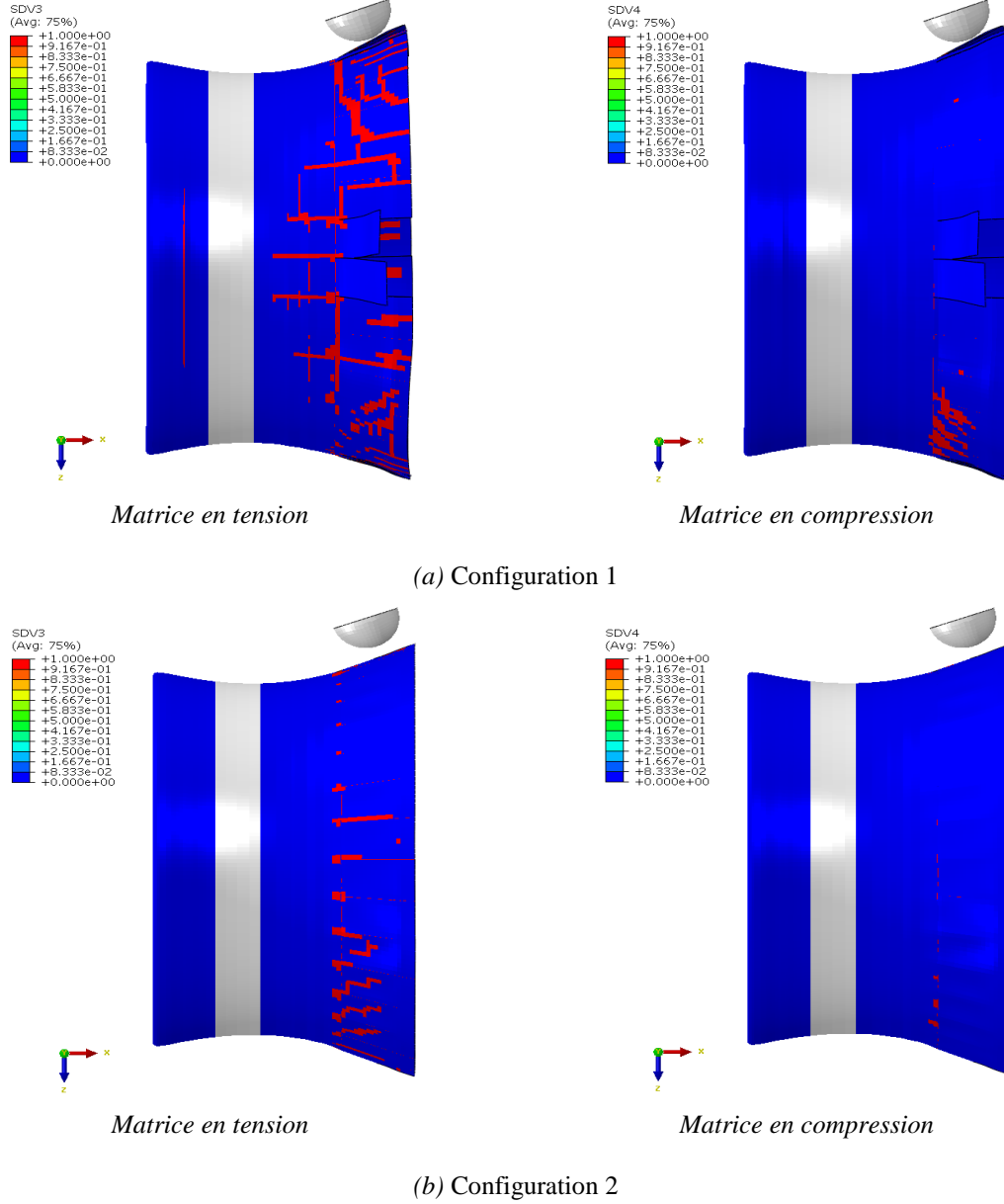


Figure 7.7: Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à 0°



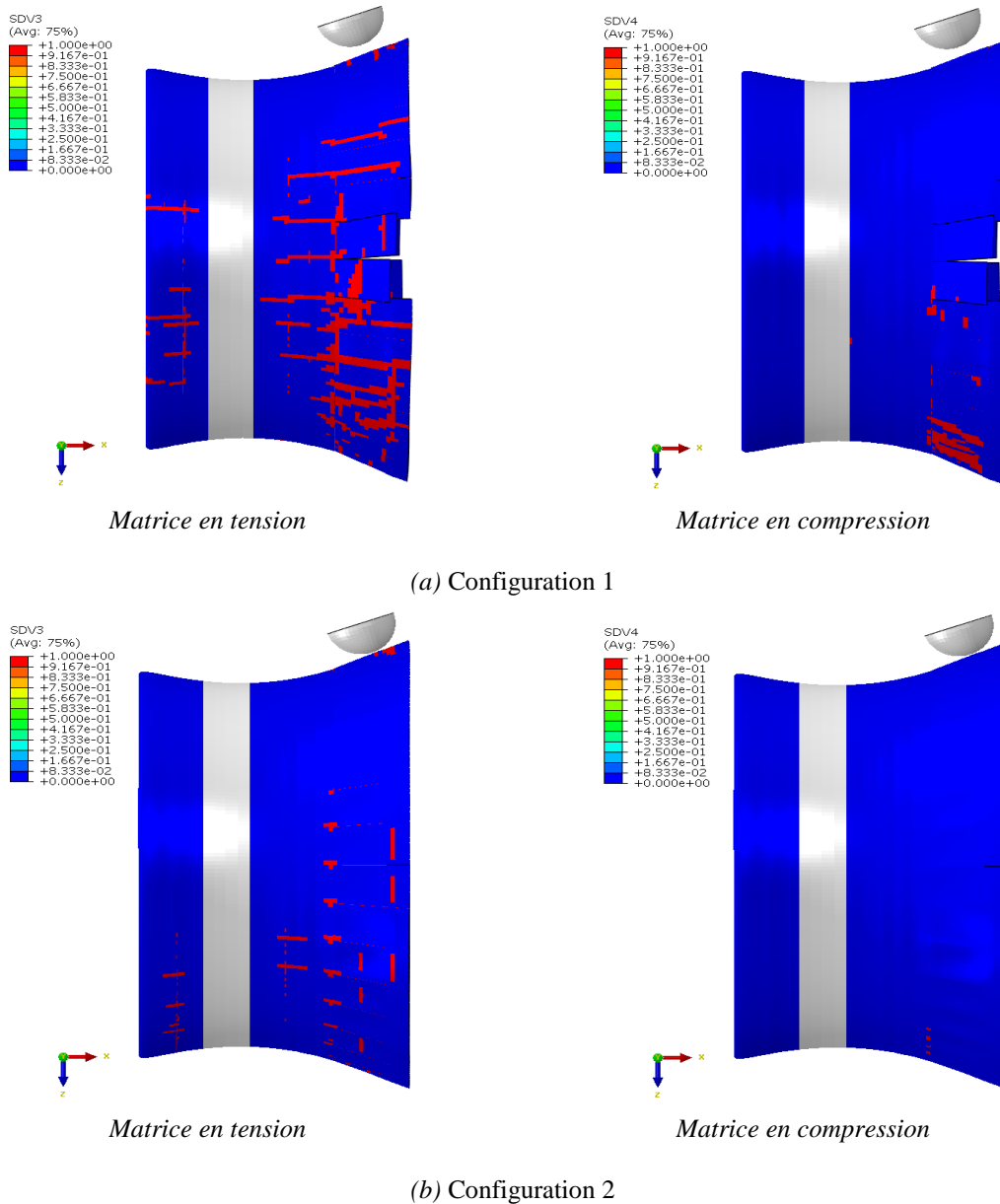


Figure 7.8: Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à  $90^\circ$

On constate que l'endommagement de la matrice en tension est le mode de dommage prédominant dans les deux configurations lors du phénomène d'impact. Nous nous apercevons que c'est le premier mode de ruine qui apparaît lors du premier contact de l'impacteur avec la tuyère. Ceci peut s'expliquer par le fait que les plis constituant la zone de bord de fuite des deux configurations sont les plus sollicités en flexion. La matrice ayant des caractéristiques mécaniques plus faibles se trouve plus sollicitée et, par conséquent, il y a création et propagation de la fissuration matricielle. Les pressions hydrodynamique et hydrostatique auxquelles la tuyère est confrontée contribuent à amplifier les dommages matriciels menant à la rupture. Cette dernière est plus importante dans le cas de la configuration 1 et se produit au niveau du plan horizontal, passant par le centre de la tuyère. Les dommages matriciels prennent la forme d'un anneau qui évolue avec la profondeur

d'immersion (axe de pression hydrostatique) et se propage dans le sens du courant marin (axe de pression hydrodynamique).

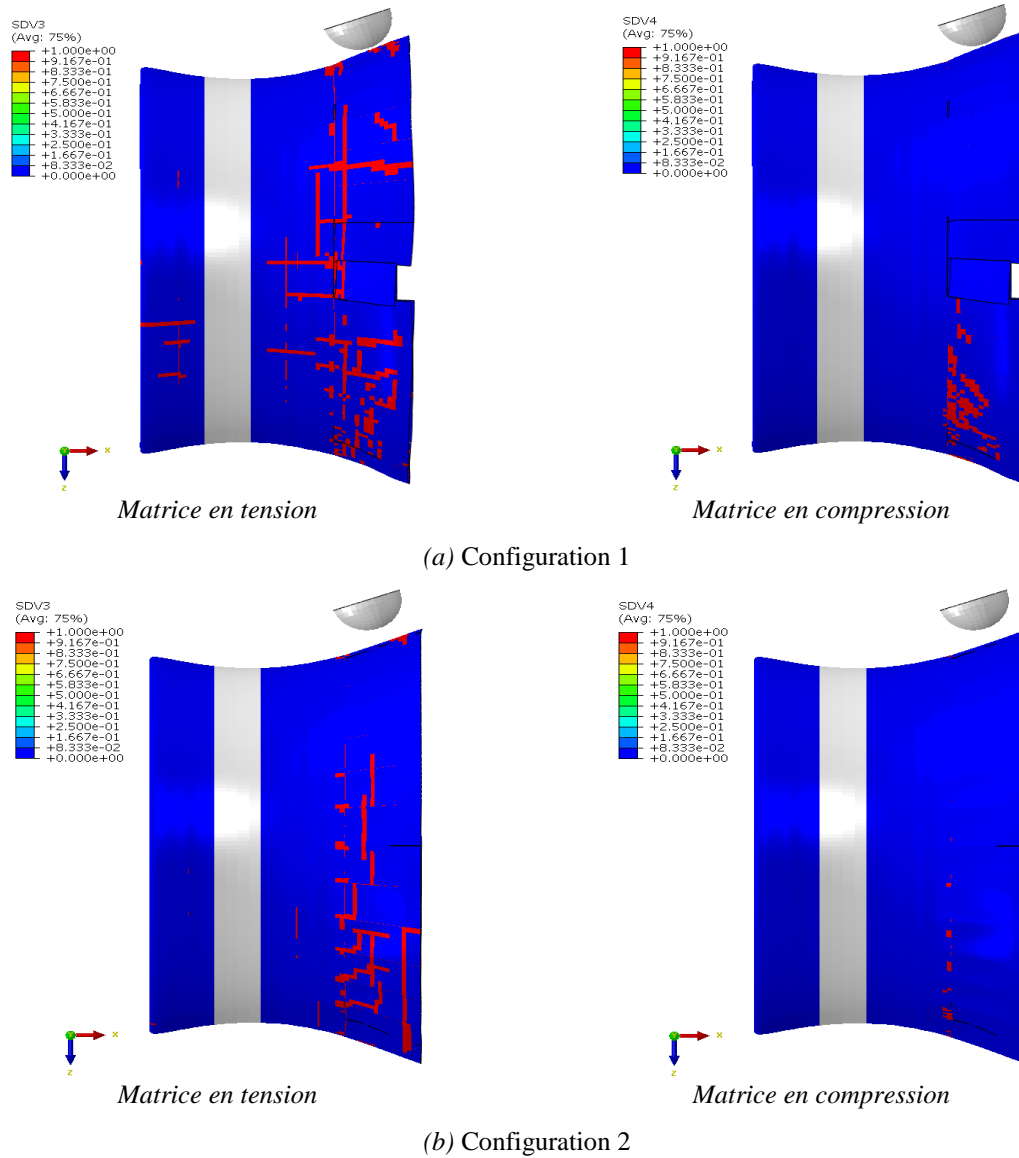


Figure 7.9: Champs d'endommagement (fissuration matricielle) des configurations 1 et 2 lorsque les plis sont orientés à 45°

D'un point de vue quantitatif les dommages matriciels pour les trois stratifications ont été diminués de façon significative dans la configuration 2. L'observation des champs d'endommagement matriciel de la configuration 2 présentés dans les Figure 7.7 (b), Figure 7.8 (b) et Figure 7.9 (b) confirme que la présence des nervures maximise la raideur de la tuyère et augmente ainsi la résistance à l'endommagement. Ceci permet la réduction de l'épaisseur du stratifié constituant la région de bord de fuite. L'ajout des nervures conduit à une augmentation de la masse totale de la tuyère. Cependant, cette augmentation est moins significative que celle occasionnée lorsque l'épaisseur des peaux constituant la zone de bord de fuite est augmentée. Par ailleurs, on remarque que la configuration 2 localise

l'endommagement de la matrice en mode compression dans la zone de jonction des nervures avec le sandwich 1. Nous pouvons donc dire qu'une étude ciblée sur l'optimisation de la forme des nervures et le type de jonction avec la tuyère pour un meilleur ratio «puissance/masse» peut constituer un travail de recherche essentiel à mener dans les projets à venir.

### 7.2.3 Effet de l'énergie d'impact

Les tuyères d'hydrolienne sont susceptibles de subir les impacts de divers corps étrangers de taille, de forme et de masse variable. C'est dans ce contexte que nous nous sommes intéressés à l'effet de l'énergie d'impact sur la réponse de la tuyère. Ainsi, on propose dans cette section on propose de réaliser des essais d'impact sur la configuration 2 (Figure 7.2 (b)) ayant le drapage  $[0]_n$  avec des impacteurs de masses différentes. La configuration 2 est cependant soumise à six niveaux d'énergies d'impact: 3.59, 7.18, 10.25, 25.63, 51.26 et 102.53 kJ correspondant respectivement à des masses de 35, 70, 100, 250, 500 et 1000 kg. Ceci permet d'étudier l'influence des énergies d'impact sur la résistance au choc de la tuyère de configuration 2.

L'évolution temporelle de l'effort de contact en fonction de l'énergie d'impact est présentée dans la Figure 7.10. Comme le montre cette figure, l'énergie d'impact a un effet important sur le comportement de la tuyère. Lorsque l'énergie d'impact augmente (ici lorsque la masse de l'impacteur augmente), le temps d'impact, qui correspond à l'instant pour lequel la force de contact s'annule, augmente. On constate que lorsque l'effort de contact croît, la zone impactée subit une plus grande déflexion. Par ailleurs, on observe que la force maximale de contact pour les six niveaux d'énergie augmente légèrement avec l'énergie d'impact. Ceci prouve que la présence des nervures fournit une raideur supplémentaire à la structure.

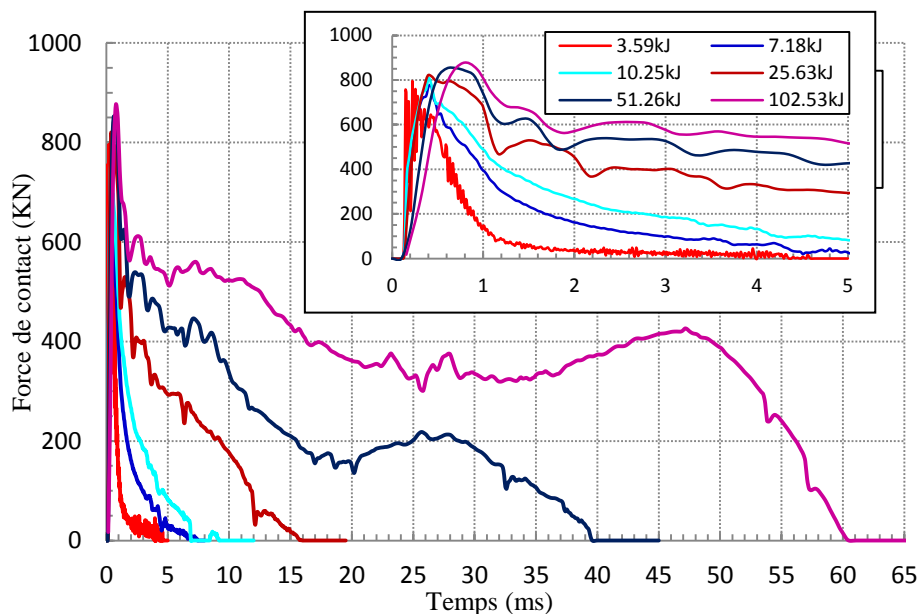


Figure 7.10: Evolution temporelle de la force de contact pour différentes énergies d'impact

Les Figure 7.11 et Figure 7.12 présentent le champ des dommages matriciels, en tension et en compression respectivement, pour les six niveaux d'énergie d'impact. Comme précédemment, le mode d'endommagement prédominant est la fissuration matricielle en tension. Ce calcul de faisabilité montre que même à faible énergie d'impact, la tuyère peut être légèrement endommagée sans subir de grandes déformations. On constate que plus l'énergie d'impact augmente, plus les zones endommagées en termes de fissuration matricielle sont étendues et augmentent en épaisseur. Les figures montrent que les dommages matriciels sont amplifiés suivant l'axe d'immersion de la tuyère (axe de pression hydrostatique). Ceci induit une diminution de la raideur suivant l'axe d'immersion.

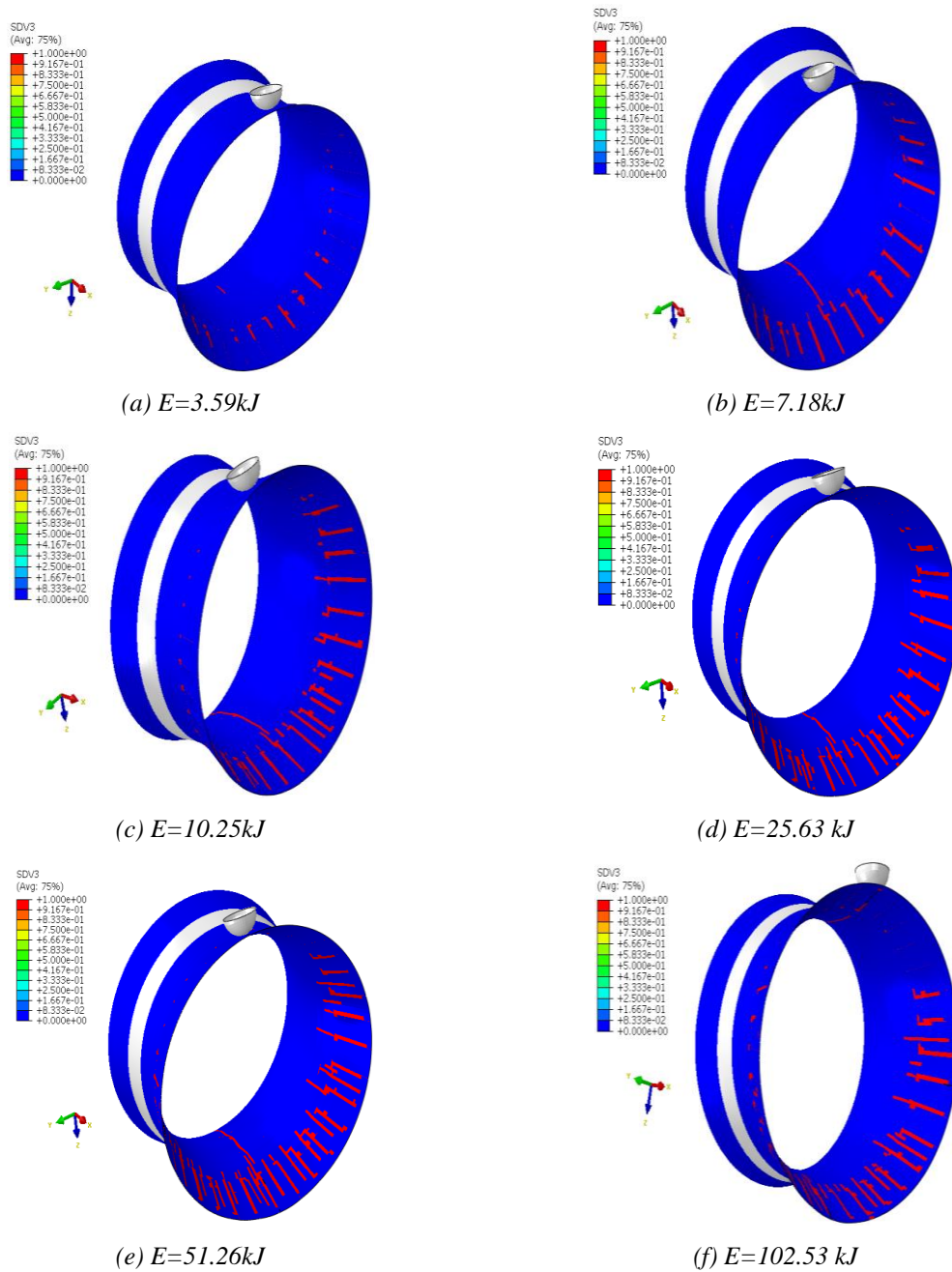


Figure 7.11: Fissuration matricielle (mode tension) pour les six niveaux d'énergie d'impact

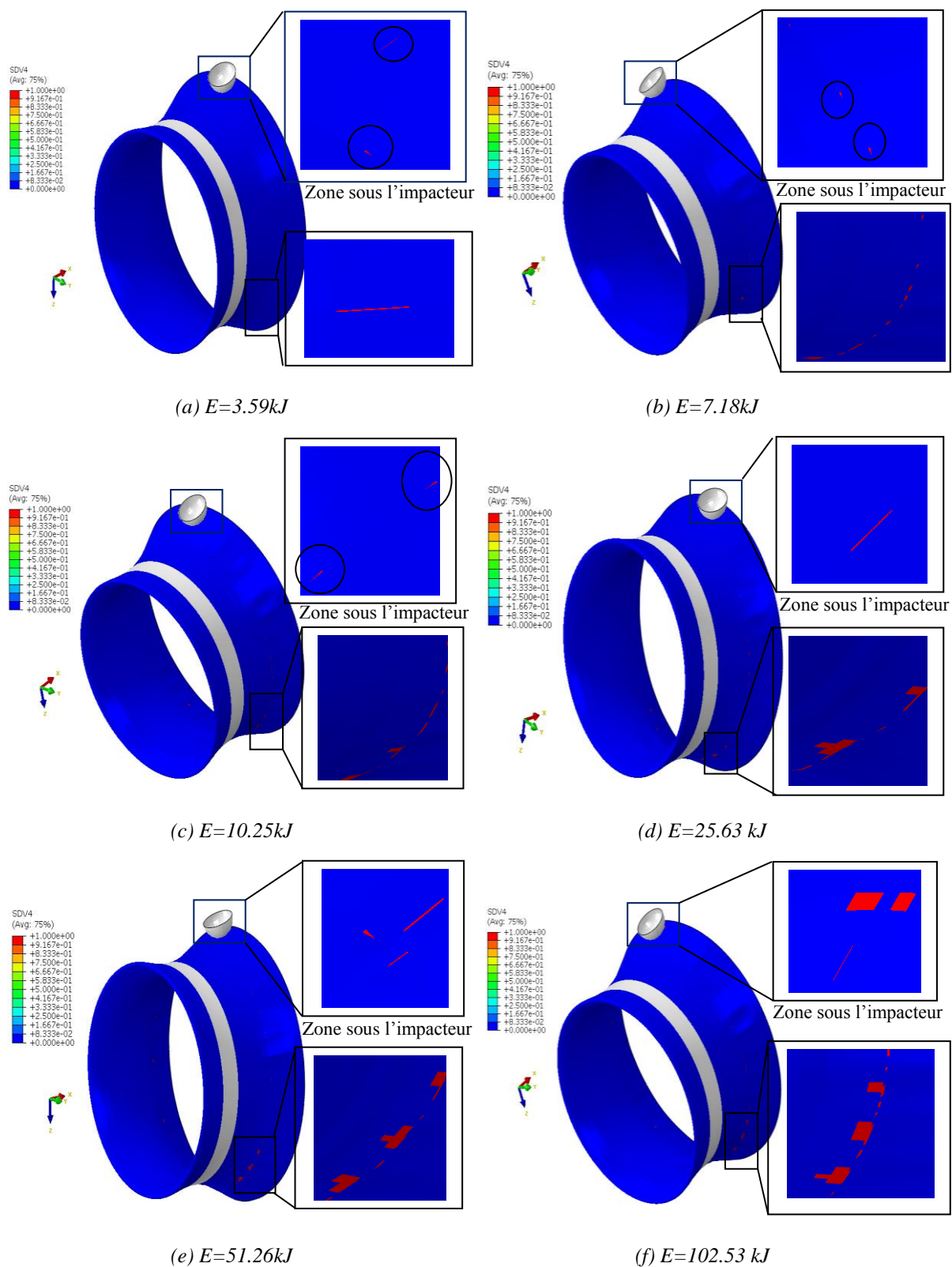


Figure 7.12: Fissuration matricielle (mode compression) pour les six niveaux d'énergie d'impact

## 7.3 MODELISATION DE LA TUYERE COMPLETE

L'utilisation des outils et de la procédure de modélisation développés dans le cadre de ce travail de recherche facilite l'évaluation des nombreux scénarios d'impacts auxquels une tuyère d'hydrolienne est peut être confrontée. Ceci permet d'améliorer la conception et de fiabiliser le degré de sûreté de l'hydrolienne, ce qui diminue considérablement les coûts de certification. La tuyère conçue dans la section précédente (voir Figure 7.3) montrant la meilleure résistance à l'impact est retenue dans cette section.

### 7.3.1 Stratégie de modélisation

La stratégie de modélisation du comportement à l'impact de la tuyère est décomposée en trois étapes. En première étape, une représentation détaillée de tous les éléments de structures de la tuyère de rapport  $D_{entrée}/D_{sortie}=0.925$  est réalisée. En vue de réduire le temps de calcul de cette première étape, un modèle coque est retenu. La tuyère est comme précédemment soumise aux chargements hydrodynamique et hydrostatique illustrés à la Figure 7.1 (la procédure de transfert des pressions est expliquée en détail dans la section 5.2 au chapitre 5). Lorsque le matériau verre/polyester (voir Tableau 7.1) est affecté, le plan de stratification obtenu au chapitre 5 (voir Tableau 5.10) est appliqué au modèle complet de la tuyère, y compris les nervures, en créant des partitions pour attribuer le drapage à chaque zone. Lorsque le plan de drapage est attribué à chaque zone, un modèle éléments finis de la tuyère complète est conçu. Le modèle éléments finis est maillé, grâce à des techniques de maillage, avec des éléments quadrangulaires de type (S4R) de sorte que les dimensions des éléments soient identiques. Les zones de concentration de contraintes, dans lesquelles se situent les éventuels dommages d'impact préjudiciables à la tenue structurale, sont alors localisées.

L'impact accidentel lors de l'installation ou pendant le fonctionnement de l'hydrolienne est un événement potentiellement dommageable qui doit être pris en compte lors de la conception, particulièrement dans les zones critiques repérées lors de la première étape de notre stratégie, comme les longerons et les nervures par exemple. La capacité d'une tuyère d'hydrolienne à résister aux événements d'impact devrait être régie par des réglementations. Cependant, la méthodologie de modélisation développée dans le cadre de ce travail de recherche permet l'évaluation des dommages induits par n'importe quel scénario d'impact, ce qui diminue considérablement les coûts liés aux expériences de certification. La deuxième étape de notre stratégie consiste alors à proposer un scénario d'impact. La zone de bord de fuite, abritant les nervures, est une zone géométriquement sensible à l'impact. Cette zone conçue en stratifié verre/polyester est soumise à un scénario d'impact. La modélisation est réalisée par un code de calcul Explicit. Le maillage est généré par des techniques de partitions de sorte que les dimensions des éléments soient presque identiques.

La troisième étape consiste à modéliser en détail le scénario d'impact proposé dans la deuxième étape. En vue de réduire significativement le temps de calcul, on propose de procéder à une approche de type *submodeling*. Le *submodeling* est une technique des éléments finis utilisée pour obtenir des résultats précis dans une région du modèle. C'est une possibilité de zoomer sur une région spécifique du modèle, créer un maillage fin et d'obtenir



des résultats très précis uniquement pour cette région. Les détails de cette approche ont déjà été apportés auparavant dans les travaux de Shah et Tarfaoui (2016) [2].

Un sous-modèle volumique est alors créé à partir du modèle coque complet de la tuyère. L'empilement des couches composites dans le sous-modèle est détaillé. L'étape trois consiste en effet à estimer les dommages suite à un scénario d'impact proche de la réalité. Cette troisième étape prend en compte dans le sous-modèle les dommages des plis. Ces derniers sont modélisés par le biais de la loi matériau implémentée dans la routine développée et validée au chapitre 6.

### 7.3.1.1 Modèle complet de la tuyère

#### 7.3.1.1.1 Géométrie et plan de stratification

Le modèle éléments finis de la tuyère complète contenant les longerons transversaux ainsi que les nervures est conçu sous Abaqus. Le plan de stratification est distingué d'une zone à une autre en procédant à des partitions géométriques. Ainsi les drapages proposés au chapitre 5, qui garantissent la résistance aux chargements en optimisant la masse totale de la tuyère, sont affectés à chaque zone. Un exemple est présenté dans la Figure 7.13.

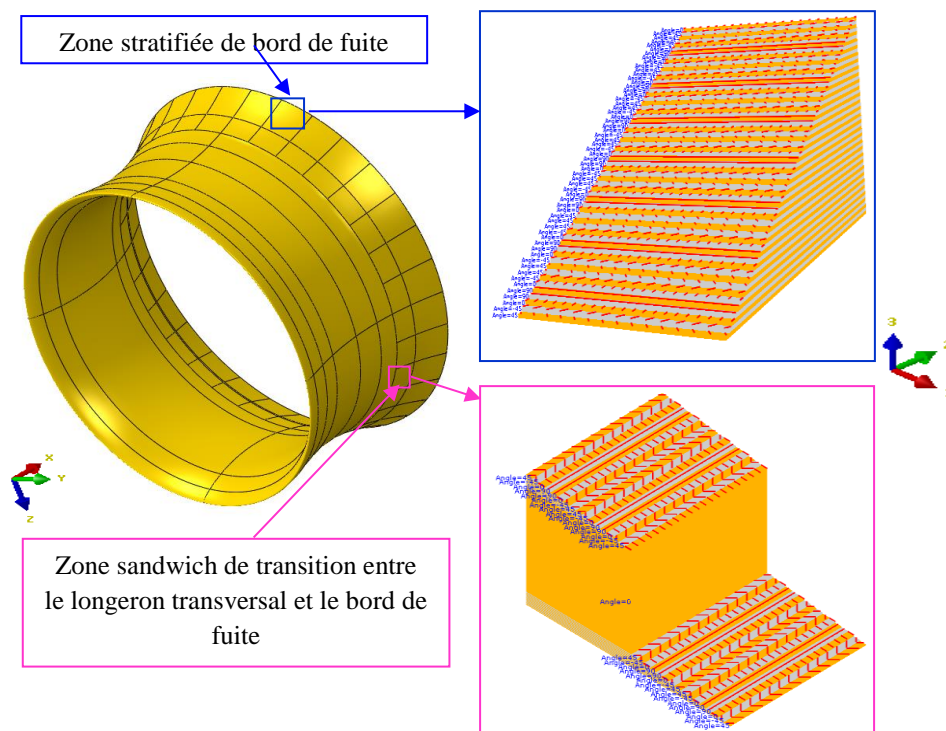


Figure 7.13: Attribution du plan de drapage suivant les partitions géométriques

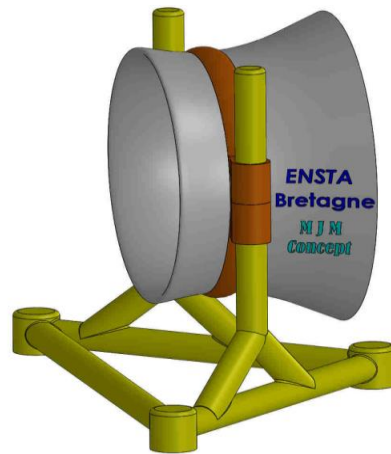
#### 7.3.1.1.2 Conditions limites et maillage

Comme cela a été discuté au chapitre 5 (voir section 5.2.2), le système de fixation est fortement inspiré du concept de l'hydrolienne OpenHydro (Figure 7.14 (a)). Cette dernière présente des dimensions comparables à notre concept d'hydrolienne vu les objectifs similaires

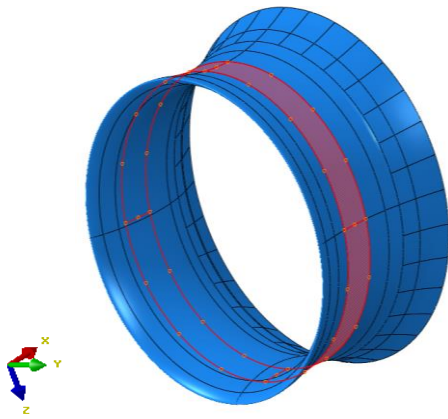
de puissance. La Figure 7.14 (b) schématise le système de fixation adopté pour notre conception. Tous les degrés de liberté sont donc bloqués sur le contour extérieur du col<sup>1</sup> du modèle éléments finis de la tuyère (Figure 7.14 (c)). La tuyère est soumise à la pression hydrodynamique calculée lors de la conception du rotor caréné et à la pression hydrostatique liée à la profondeur du site dans lequel l'installation est prévue (voir chapitre 3). La procédure de transfert des pressions hydrodynamiques est expliquée en détail dans la section 5.2 au chapitre 5. Le modèle éléments finis est maillé majoritairement avec des éléments quadrangulaires de type S4R et des éléments triangulaires de type S3R dans les zones de géométrie complexe telles que les nervures et leur jonction avec les peaux (Figure 7.14 (d)). Un ratio «taille de maille/encombrement total de la tuyère» de 0.005 retenu au chapitre 5 (voir section 5.3.4) est adopté lors du maillage.



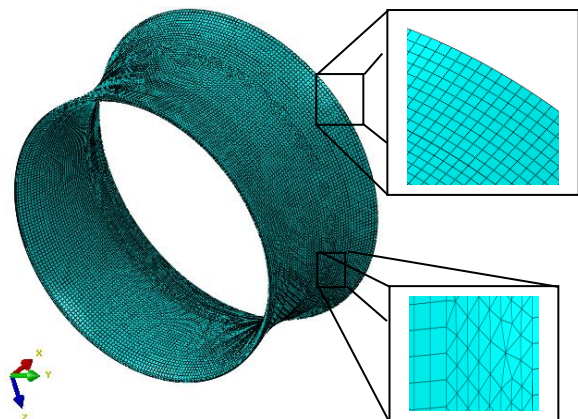
(a) Système de fixation de l'hydrolienne OpenHydro (image DCNS)



(b) Vue schématique du système de fixation retenu dans notre conception



(c) Blocage des degrés de liberté sur le contour extérieur du col de la tuyère



(d) Maillage du modèle éléments finis de la tuyère

Figure 7.14: Système de fixation et modèle numérique

<sup>1</sup> Col : Section de passage la plus étroite de la tuyère abritant le rotor et la génératrice en sa périphérie



### 7.3.1.1.3 Résultats

La Figure 7.15 présente les zones dans lesquelles la tuyère est fortement sollicitée. La figure montre que les concentrations de contraintes sont localisées au niveau des interfaces longeron/peau et nervure/peau ainsi que dans la zone de cambrure maximale. Les zones fortement sollicitées sont amplifiées suivant l'axe de profondeur d'immersion de l'hydrolienne. Ceci induit une déflexion maximale d'environ 0.4% (valeur donnée en pourcentage de la corde) localisée au bord de fuite au niveau de la section la plus chargée (Figure 7.15 (c)).

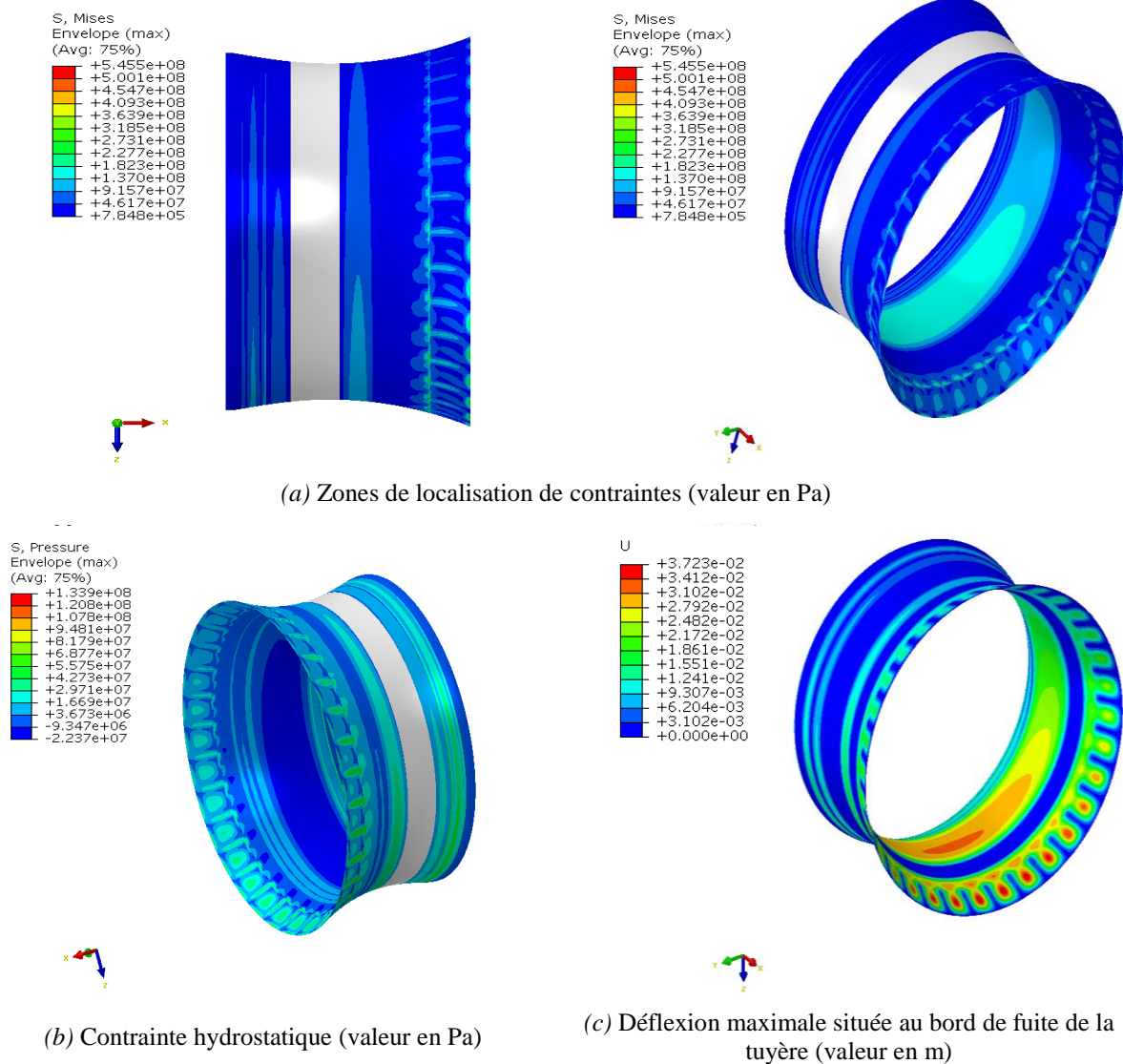


Figure 7.15: Zones fortement sollicitées et déflexion maximale

### 7.3.1.2 Modèle d'impact

L'étape précédente a prouvé une nouvelle fois que même en présence des nervures la zone de bord de fuite demeure vulnérable. Comme dans la section 7.2, nous choisissons d'impacter cette zone sensible avec un impacteur ayant une géométrie hémisphérique. Les conditions aux

limites du projectile en termes de vitesse d'impact et de son incidence sont similaires à celles de la section 7.2.2 (voir Figure 7.5). L'impacteur de 3m de diamètre est affecté d'une masse  $M=70$  kg. Ce scénario d'impact est représentatif de l'impact d'un débris. Le plan de drapage, les conditions aux limites et le maillage appliqués au modèle complet de la tuyère lors de l'étape précédente sont conservés dans cette étape. Nous choisissons, comme dans la section 7.2, l'utilisation d'une formulation de type Explicit. La Figure 7.16 illustre le scénario d'impact.

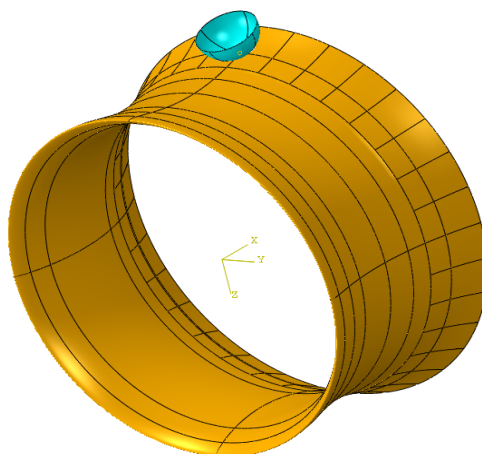


Figure 7.16: Scénario d'impact sur la tuyère

### Réponse à l'impact

Pour vérifier qu'aucun problème numérique n'ait eu lieu, la Figure 7.17 présente l'évolution temporelle de l'énergie totale et de l'énergie artificielle (appelée aussi énergie d'Hourglass).

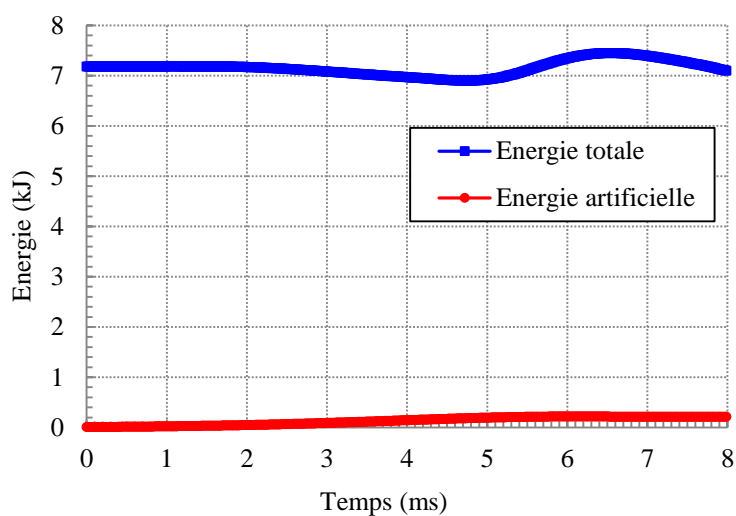


Figure 7.17: Energies du modèle numérique

L'énergie totale, correspondant à l'énergie d'impact souhaitée (7.18kJ), présente une allure presque constante tout au long du calcul. On constate également que l'énergie artificielle est négligeable devant l'énergie totale. La modélisation est alors tout à fait valable.

Les résultats du modèle d'impact en termes de force de contact, de vitesses de contact et de déplacements de l'impacteur sont présentés dans la Figure 7.18. Ces résultats vont être utilisés comme des données d'entrée au sous-modèle lors de l'approche *submodeling*. Cette approche est traitée dans l'étape suivante.

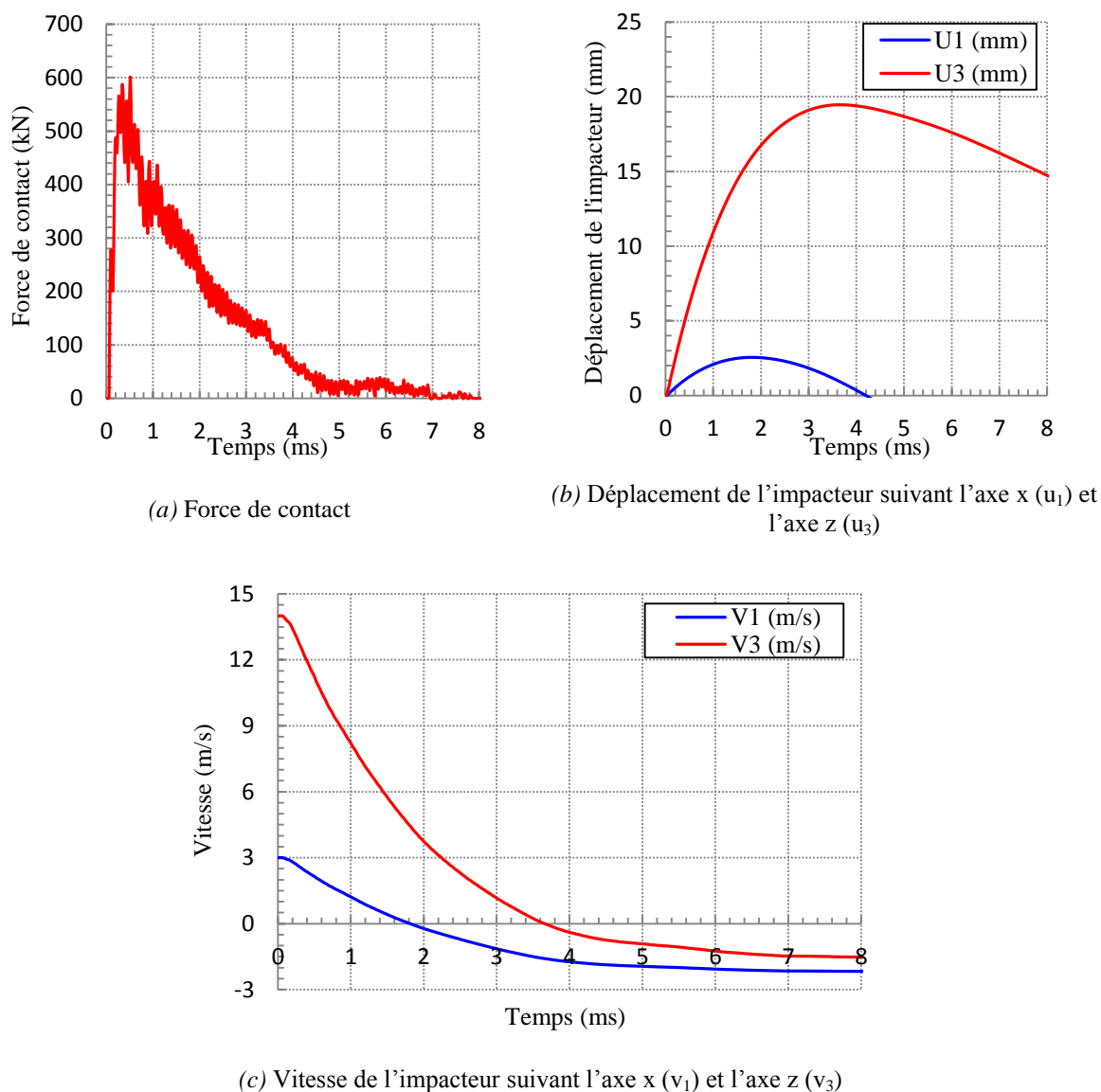


Figure 7.18: Réponse de la structure lors d'un impact à 7.18 kJ

### 7.3.1.3 Approche de type *submodeling*

L'étude numérique de la résistance à l'impact des structures de grandes dimensions telles que les tuyères d'hydroliennes nécessite énormément de temps de calcul. Dans le but de réduire le

temps de calcul (CPU) et la taille des fichiers de résultats, l'estimation des dommages d'impact pourrait être réalisée avec précision en procédant à une approche de type *submodeling* (appelée aussi zoom numérique). Cette approche est particulièrement utile lorsque l'on cherche à obtenir une solution détaillée et précise dans une région locale de la structure. Cette région locale est généralement celle où il y a présence de concentration de contraintes. La démarche employée lors de cette troisième étape est fondée sur l'hypothèse que les dommages d'impact sont critiques dans des zones spécifiques de la structure. Cette approche consiste donc à se focaliser sur les zones d'intérêt qui seront dimensionnantes pour la structure car elles sont susceptibles de subir des endommagements préjudiciables.

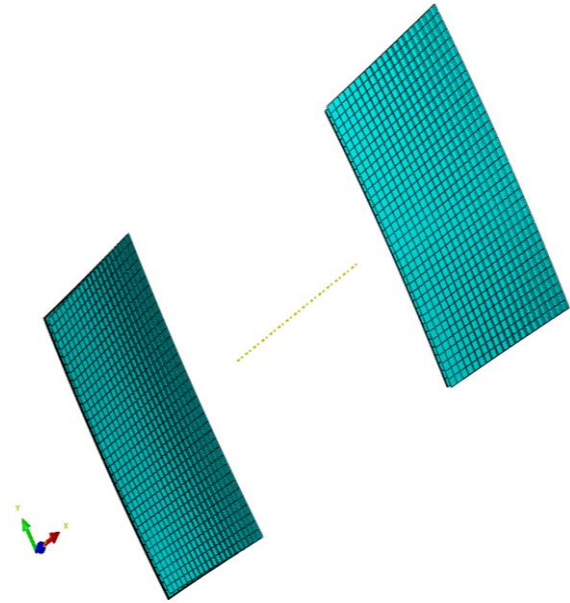
Lors de cette étape, les résultats du modèle global sont utilisés comme des données d'entrée au sous-modèle. Ainsi, le fichier résultat du modèle global devient maintenant un fichier d'entrée au sous-modèle. Ce dernier doit être dans le même emplacement par rapport à l'origine globale que la partie correspondante dans le modèle initial. Ceci est une étape clé lors du *submodeling*, dans laquelle les déplacements du modèle initial sont mis en correspondance avec les limites de coupe dans le sous-modèle. Le scénario d'impact en termes de position, masse, vitesse et incidence de l'impacteur est piloté depuis le modèle global. La géométrie de l'impacteur varie en fonction du besoin et joue un rôle important dans le scénario d'impact. Le scénario d'impact de l'étape précédente (voir section 7.3.1.2) est conservé dans le calcul *submodeling* de cette section.

Pour une analyse détaillée des dommages suite à un impact, le sous-modèle est discrétisé avec des éléments volumiques (Figure 7.19 (b)). Par ailleurs, le modèle global provenant de l'étape précédente et jouant le rôle de fichier d'entrée au sous-modèle possède une discrétisation utilisant des éléments coques (Figure 7.19 (a)). Une technique de calcul d'un sous-modèle volumique faisant appel à un fichier d'entrée provenant d'un modèle global coque est alors employée. Le premier sous-modèle choisi est constitué des plis en contact avec l'impacteur dans la zone de bord de fuite (Figure 7.19 (c)). Le second sous-modèle est la zone située en vis-à-vis de la zone impactée (Figure 7.19 (d)). Les conditions aux limites copiées depuis le modèle global sont assignées aux nœuds des nouvelles frontières du sous-modèle par le biais du fichier d'entrée. Une interpolation sur les conditions aux limites est alors effectuée depuis le modèle global vers le sous-modèle. Le maillage des deux sous-modèles est réalisé avec des éléments volumiques de type C3D8R et C3D6 dans les zones de géométrie complexe. Lorsque l'élément est disproportionné, le maillage engendre des distorsions excessives, ce qui nécessite des techniques de maillage assez complexes. La présence des dommages intralaminaires est vérifiée à l'aide de la routine implémentée et validée au chapitre 6. Les ressources informatiques mises à notre disposition ne nous ont pas permis d'analyser les deux sous-modèles en une seule modélisation. Les deux sous-modèles ont été alors traités séparément.

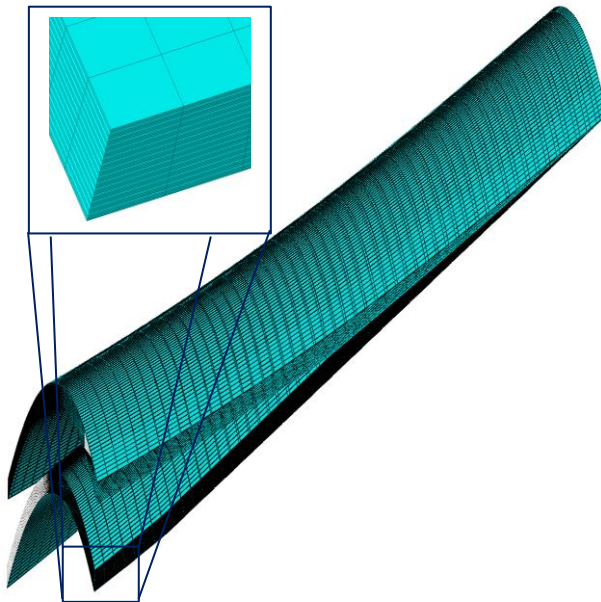
Quel que soit le scénario d'impact, la méthodologie proposée permet une analyse détaillée du comportement de la tuyère dans les zones où l'on soupçonne la présence de dommages préjudiciables. Le développement de cette méthodologie a pour objectif d'améliorer l'efficacité et la sûreté de la conception, en complément de la prévision des dommages. Cette méthodologie est schématisée dans l'organigramme de la Figure 7.20.



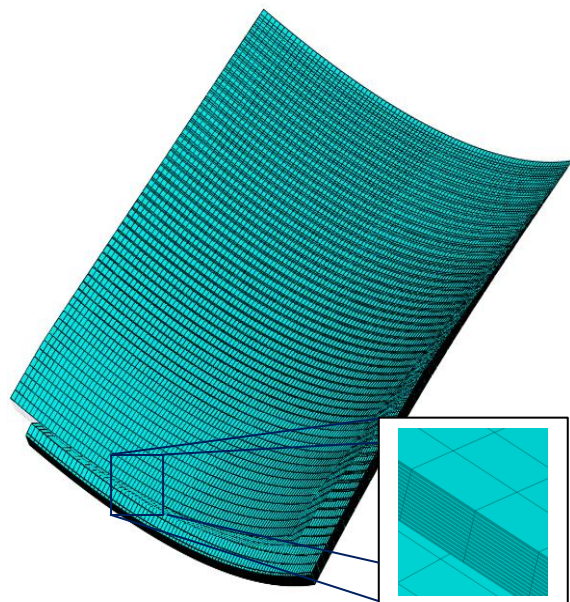
(a) Modèle global d'impact (discrétisation utilisant des éléments coques de type S4R)



(b) Zoom numérique (discrétisation utilisant des éléments volumiques de type C3D8R et C3D6)



(c) Plis en contact avec l'impacteur (zoom sur les éléments de type C3D8R)



(d) Plis dans la région en vis-à-vis de la zone impactée (zoom sur les éléments de type C3D8R)

Figure 7.19: Modélisation de l'impact sur la tuyère par une approche de type *submodeling*

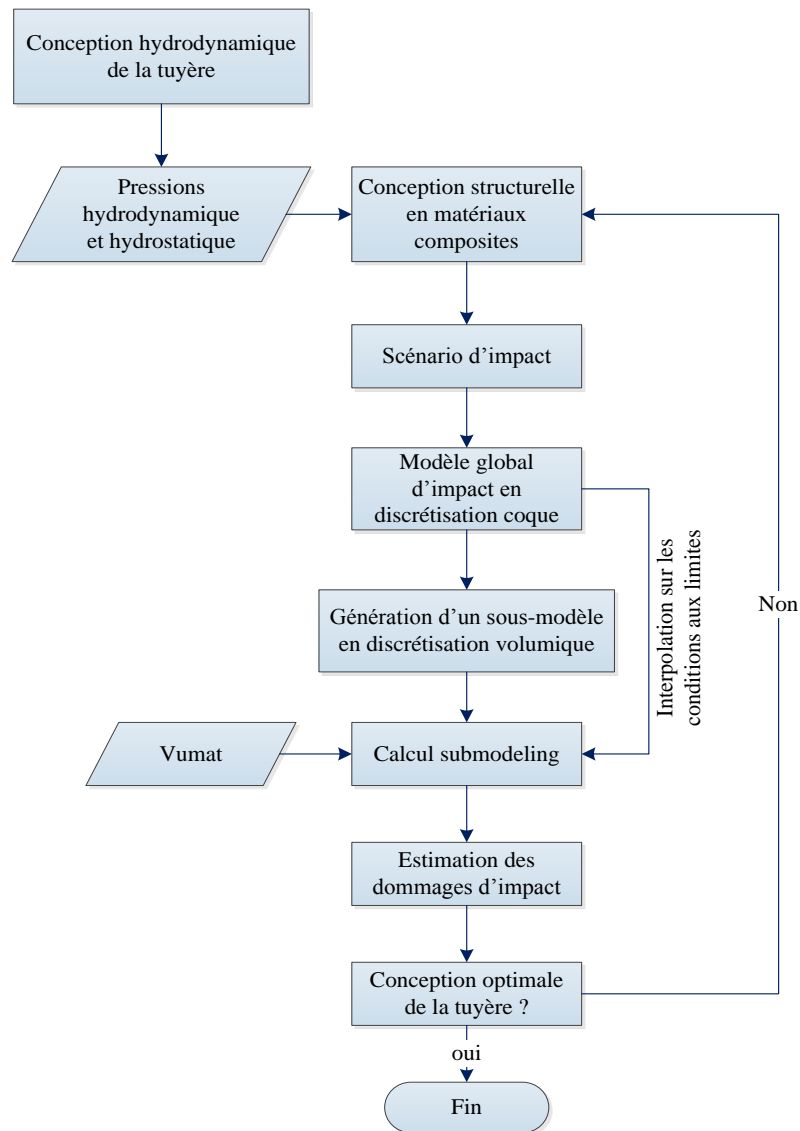


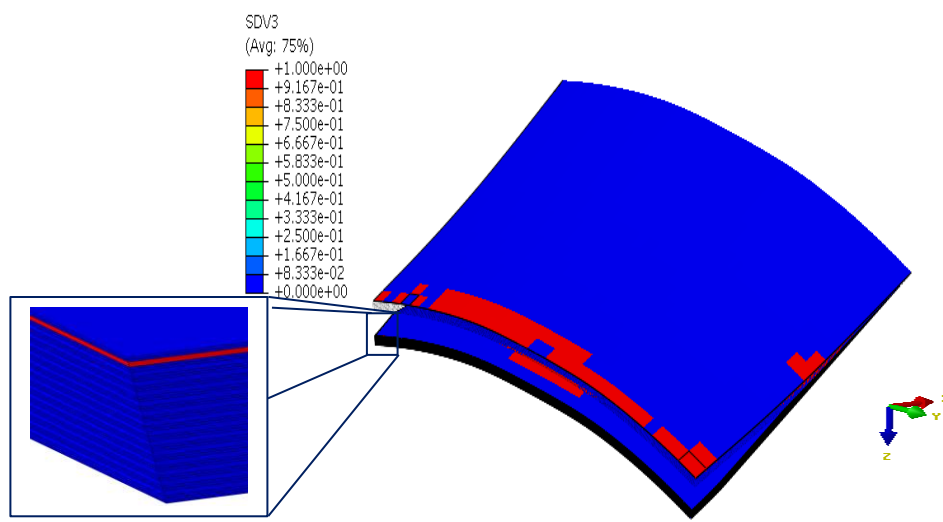
Figure 7.20: Procédure de calcul *submodeling* de la tuyère suite à un scénario d'impact

### Résultats du sous-modèle

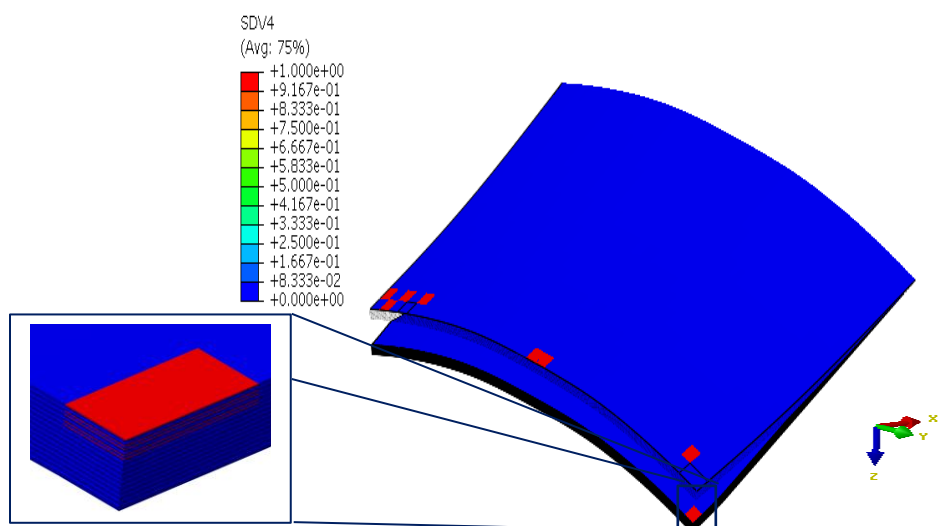
Cette étude, qui pourrait être considérée comme une première analyse de faisabilité, permet de dégager quelques points intéressants concernant la sévérité des dommages d'impact et la sureté de la conception proposée. Les résultats présentés dans cette section concernent uniquement l'état de dégradation de la zone en contact avec l'impacteur et la région située en vis-à-vis de celle-ci mais la même démarche de calcul pourrait être appliquée à d'autres endroits de la tuyère. La simulation numérique fait apparaître un fort endommagement de la matrice. Les Figure 7.21 et Figure 7.22 présentent l'état d'endommagement matriciel suite à un choc de 7.18 kJ. Les dommages matriciels sont essentiellement concentrés dans la région située en vis-à-vis de la zone impactée. Ceci est dû à la différence de pression entre le haut et le bas de la tuyère. Ainsi, la zone la plus chargée constitue la zone dimensionnante de la tuyère lors que celle-ci est confrontée à des chocs n'affectant pas les fibres.



Ce calcul de faisabilité montre que même à faible énergie d'impact, la tuyère peut être endommagée. Sa tenue mécanique n'est toutefois à ce stade pas remise en question car les fibres ne sont pas affectées. La conception proposée prouve son efficacité pour des chocs allant jusqu'à 7 kJ. Pour garantir une excellente résistance à l'impact, la zone de bord de fuite pourrait être renforcée par des nervures supplémentaires mais au détriment d'un plus faible ratio « puissance/masse », ce qui rendrait la conception moins efficace. Pour pouvoir tirer plus de conclusions de cette simulation numérique, il faudrait comparer les résultats obtenus avec des résultats expérimentaux.



(a) Matrice en tension



(b) Matrice en compression

Figure 7.21: Répartition de l'endommagement de la matrice dans la zone de contact

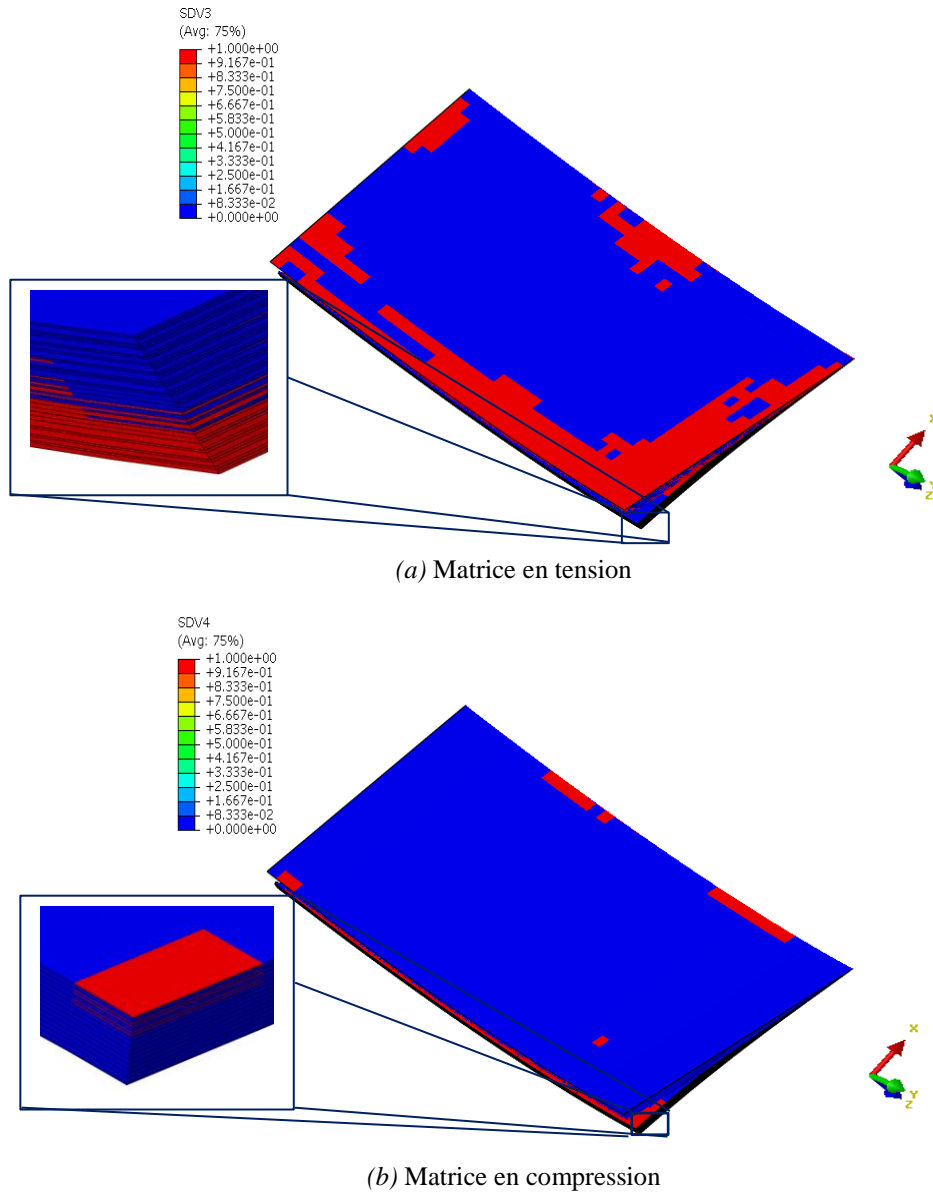


Figure 7.22: Répartition des dommages matriciels dans les plis situés en vis-à-vis de la zone impactée

## 7.4 CONCLUSION ET DISCUSSION

Outre le faible gain hydrodynamique que procure la tuyère, cet appendice joue le rôle d'un bouclier protégeant les pales de chocs assez forts. Le principe est de s'assurer que l'hydrolienne peut fonctionner en toute sécurité durant un certain temps, même en présence de dommages dans la tuyère.

La méthodologie de dimensionnement proposée dans ce chapitre permet de quantifier les dommages induits par un choc et de prévoir les zones d'amorçage de dommages préjudiciables à la tenue structurale. L'étude numérique a prouvé que la tuyère conçue pourrait résister à des chocs assez forts pouvant atteindre une énergie d'impact de 7 kJ.

La méthodologie proposée appliquée à une structure composite à géométrie complexe, en l'occurrence une tuyère d'hydrolienne, peut être utilisée pour compléter les résultats



expérimentaux d'impact en termes de vitesse et d'incidence de l'impacteur. Ceci permet de réduire considérablement les coûts de certification des hydroliennes. La forme et le diamètre de l'impacteur sont des éléments importants à prendre en considération. L'étude de leur influence, pilotée depuis le modèle global, n'a pas été engagée dans le cadre de cette étude par manque de temps. Des travaux incluant une partie expérimentale seraient également nécessaires pour valider pleinement les résultats de la méthodologie proposée.

En bilan de ce chapitre, une méthodologie de calcul numérique, utilisant conjointement la technique de *submodeling* avec un modèle de comportement endommageable des composites unidirectionnels, a montré son aptitude à prédire l'état d'une structure composite soumise à un choc accidentel, autrement dit à connaître leur état d'endommagement pour une meilleure sûreté de conception. Pour que la méthodologie numérique soit robuste, il faut tenir compte des différents modes d'endommagement qui peuvent survenir dans les matériaux composites. On sait également que ces modes sont couplés. Dans cette approche, et à cause du temps de calcul (CPU) extrêmement élevé, nous nous sommes limités uniquement aux endommagements intralaminaires. Pour que l'étude soit complète, les endommagements interlaminaires doivent être introduits dans le modèle numérique.

## Bibliographie

- [1] O. R. Shah, Identification et Caractérisation des Propriétés Mécanique et Structurales en Endommagement Statique et Tenue en Fatigue d'une Pale Composite d'Eolienne Flottante. Thèse de Doctorat, 2014.
- [2] O. R. Shah and M. Tarfaoui, The Identification of Structurally Sensitive Zones Subject to Failure in a Wind Turbine Blade Using Nodal Displacement Based Finite Element Sub-modeling. Renewable Energy, vol. 87, pp. 168-181, 2016.



## **CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES**

Ce travail de thèse a été conduit dans le cadre d'un projet de recherche sur le thème de la récupération de l'énergie hydrocinétique des courants marins. Le thème principal de la thèse était l'étude des hydroliennes à axe horizontal munies d'un système de carénage. La mise en place d'un système de carénage disposé en périphérie d'un rotor d'hydrolienne avait pour but principal d'améliorer les performances hydrodynamiques, en augmentant le coefficient de puissance et donc la puissance extraite. L'objectif des travaux réalisés dans cette thèse a été de mettre en place un ensemble de méthodologies et d'outils numériques fonctionnels, tant d'un point de vue hydrodynamique que structurel, dédiés à l'amélioration des méthodes de conception des hydroliennes. Ces travaux avaient également pour but de contribuer à la problématique d'amélioration des méthodes de dimensionnement des structures composites dans un souci de réduction des coûts de certification.

Le mémoire débutait par une revue des travaux visant à évaluer le rendement hydrodynamique d'une configuration carénée par rapport à une configuration libre (rotor seul). Ce travail bibliographique a mis en évidence que la majorité des travaux avançant une amélioration significative du rendement hydrodynamique, allant parfois jusqu'à doubler voire même tripler la puissance extraite, se référaient à la surface du rotor dans la définition du coefficient de puissance. La surface de référence employée pour la comparaison du coefficient de puissance entre une configuration libre et une configuration carénée est alors devenue un paramètre crucial lors de la discussion de l'augmentation de la puissance extraite. L'approche proposée dans cette thèse concevait qu'utiliser une définition du coefficient de puissance basée sur l'aire de l'encombrement total conduisait à un plus faible coefficient de puissance de la configuration carénée.

Pour cause de manque d'outils spécifiques en vue de l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes, il a été suggéré dans ce travail de recherche que l'on pouvait appliquer le savoir-faire des hélices marines pour l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes à axe horizontal. Un parallèle entre les coefficients hydrodynamiques des hélices marines et des hydroliennes a permis de réidentifier les valeurs caractéristiques de chaque configuration. Une extrapolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion (hélice marine) vers le mode turbine (hydrolienne) a été introduite. Il a été montré que la théorie du disque actionneur permettant de quantifier la limite de Betz a son équivalent pour les hélices marines. Nous avons montré comment retrouver la limite de Betz de  $16/27$  à partir du modèle du disque actionneur appliqué à une hélice marine. Cela a permis de montrer que le fonctionnement d'une hydrolienne est indissociable de celui d'une hélice marine et que le monde des hélices marines est infailliblement le plus proche pour l'étude du comportement hydrodynamique d'une hydrolienne.

Pour consolider cette approche, une comparaison avec des mesures expérimentales a été nécessaire. Le code utilisé pour cet exercice de validation, basé sur la théorie du modèle potentiel et utilisant la méthode des éléments de frontières, a été initialement développé dans

le but de concevoir des hélices marines de propulsion. L'estimation des coefficients hydrodynamiques d'une hydrolienne en utilisant un code basé sur la théorie des hélices marines de propulsion a suscité une manipulation géométrique. Cette dernière consistait à cambrer le profil de pale dans le sens inverse. Cela a permis d'interpréter l'extrapolation des coefficients hydrodynamiques du mode propulsion vers le mode turbine. L'étude de validation a montré que tant qu'il n'y avait pas de décollement de la couche limite sur les pales, la courbe de coefficient de puissance ( $C_p$ ) en fonction du TSR présentait un bon accord avec les mesures expérimentales. L'exercice de validation a montré que la configuration utilisée présente d'importants décollements de la couche limite dans la zone de points de fonctionnement nominal hors conception ( $TSR > 7$ ). La méthode de calcul proposée ne permet pas de simuler ce phénomène et a conduit naturellement à des écarts entre les résultats numériques et expérimentaux.

Par ailleurs, il n'y a pas de raisons de proposer la conception d'un système qui présente d'importants décollements de couche limite puisque l'obtention des coefficients hydrodynamiques en présence de ce phénomène extrêmement instable est un véritable défi. Dans ces conditions, la conception ne peut être qu'empirique et donc incertaine. C'est pourquoi la conception d'un rotor d'hydrolienne qui évite le phénomène de décollement a été effectuée.

La technique de conception d'un rotor d'hydrolienne reste en effet la même que pour une hélice marine mais la démarche et la manière de penser sont inversées. L'encombrement total d'une hydrolienne est imposé par la profondeur du site tandis que le diamètre d'une hélice marine est dicté par la géométrie de la coque du navire. La méthode de l'élément de pale conjointement avec la théorie des hélices marines ont été employées pour la conception d'un rotor d'hydrolienne pouvant atteindre 90% de la limite de Betz. Le système proposé a respecté les contraintes de conception, à savoir le décollement de couche limite et la cavitation.

En propulsion marine l'appendice qui permet de récupérer la perte d'énergie hydrocinétique d'une hélice trop chargée est la tuyère. Cette dernière vient décharger l'hélice tout en participant à la poussée. Dans le cas d'une hydrolienne la tuyère vient accélérer l'écoulement grâce à la circulation générée par la portance de ses sections. Le gain de puissance dû à l'accélération doit toutefois compenser la perte de diamètre total lorsqu'on cherche à travailler à encombrement total constant. Dans le but d'estimer le rendement hydrodynamique d'une configuration carénée, un outil numérique fonctionnel spécialement dédié à un calcul de rotor sous tuyère a été mis en place. Nous avons ensuite introduit un coefficient de puissance effectif ( $C_p^*$ ) de la configuration carénée, basé sur le diamètre de l'encombrement total plutôt que sur celui du rotor seul. Les calculs ont montré que l'ajout d'une tuyère à encombrement constant sur un rotor optimisé peut apporter un gain de puissance compris entre 5% et 18% qui est en effet trop peu significatif compte tenu de l'investissement fourni.

Les différentes géométries de tuyère procurant un gain hydrodynamique ont été ensuite analysées d'un point de vue résistance structurelle. L'étude structurelle basée sur l'utilisation des matériaux composites a montré qu'un carénage doté de longerons judicieusement positionnés permettait de maximiser la rigidité. Cette étude conceptuelle et itérative, obéissant

à des critères de déflexion maximale, d'apparition des dommages et de masse totale, a montré que le meilleur ratio « puissance/masse » à encombrement égal favorisait des sections cambrées plutôt que l'incidence. La géométrie optimisée ayant procuré le meilleur ratio « puissance/masse » a été retenue.

Une tuyère d'hydrolienne est, de par sa position, particulièrement confrontée à des impacts de différents niveaux d'énergie. Ceci est très délicat car la structure en question est soumise à des sollicitations extérieures (pression hydrodynamique, pression hydrostatique et poids propre). Un modèle numérique dédié à la modélisation du phénomène d'impact sur une structure en composite stratifié a été construit. Un modèle du pli a été implémenté en formulation tridimensionnelle sous forme d'une routine Fortran au format d'une Vumat. Dans le souci de la validation du modèle d'impact, une confrontation avec des valeurs issues de résultats expérimentaux sur une plage de grandes et faibles vitesses d'impact a été effectuée. Les résultats ont montré que la formulation tridimensionnelle du critère de rupture était particulièrement sensible à la vitesse d'impact. Cette sensibilité diminue légèrement lorsque la vitesse d'impact est très grande, induisant dans ce cas un endommagement très localisé. Les confrontations essai/calcul ont montré que le critère de Hashin pour les fibres associé au critère de Puck pour la matrice permettait l'obtention de résultats satisfaisants lors d'impact à grande vitesse. En revanche, le critère de Hashin 3D (1980) fut celui qui corrélait le mieux avec les mesures expérimentales d'essais d'impact à basse vitesse. Une fois que l'influence de la formulation tridimensionnelle du critère implémenté dans le modèle du pli avait été établie, les dommages d'interface ont été introduits par l'intermédiaire du modèle bilinéaire de zones cohésives. Les résultats des simulations à basse vitesse d'impact ont été probants et une meilleure corrélation avec les mesures expérimentales a été obtenue. Cela a démontré que l'association du modèle de pli au modèle d'interface était nécessaire pour une prévision robuste de la ruine des structures composites sous sollicitation tridimensionnelle complexe de type impact.

Pour terminer, un exemple d'impact sur la tuyère ayant le meilleur ratio « puissance/masse » a révélé l'aptitude du modèle numérique développé à prédire les zones d'amorçage des dommages préjudiciables à la tenue structurelle. Un renforcement de la tuyère par des nervures longitudinales espacées de  $10^\circ$  a permis une meilleure résistance au choc. Une technique de calcul de type submodeling, conjointement avec le modèle numérique développé lors de ces travaux, ont été ensuite employés dans le but d'améliorer l'efficacité et la sûreté de la conception, en complément de la prévision des dommages induits par un choc. Le modèle développé doit bien entendu être encore enrichi et les résultats de choc sur la tuyère confrontés à des essais expérimentaux pour un dimensionnement au plus juste. Néanmoins, les résultats de simulations ont montré une dégradation réaliste de la structure. Pour conclure, les méthodologies et outils mis en place peuvent fournir aux concepteurs d'hydroliennes les moyens numériques permettant de se prononcer sur la résistance aux dommages des parties structurelles en composite.

## Perspectives

A l'issue des travaux réalisés dans cette thèse, les perspectives sont nombreuses et touchent des aspects très variés.

- **Sur l'aspect hydrodynamique**

Un couplage entre le code potentiel et un solveur Navier-Stokes pour simuler numériquement l'interaction entre le rotor et la tuyère. La complémentarité entre ces deux appendices est assurée par la méthode des vitesses induites. La méthode consiste à simuler le rotor avec le code potentiel, à calculer les vitesses induites et à les imposer en conditions limites d'entrée dans un calcul Navier-Stokes de la tuyère. Les vitesses calculées par le solveur Navier-Stokes sont ensuite interpolées aux points de contrôle du maillage surfacique de la tuyère qui est alors simulée avec le code potentiel. Le champ de vitesses dans la tuyère peut soit être moyenné pour procéder à une simulation stationnaire, soit être considéré par pas de temps afin de procéder à une simulation instationnaire. La procédure est répétée jusqu'à convergence des coefficients hydrodynamiques. Cette méthode, plus compliquée à mettre en œuvre, présente une bonne piste pour une étude paramétrique du comportement hydrodynamique d'un rotor sous tuyère. Comparée à la méthode entièrement potentielle employée dans cette thèse, l'écoulement visqueux autour de la tuyère est pris en compte. Son influence est sans doute limitée mais comme il risque de réduire les performances, on doit en connaître l'effet.

L'étude du rendement hydrodynamique a été menée en supposant une direction axiale de l'écoulement. Une fois la conception d'un rotor sous tuyère adoptée, il serait nécessaire d'étudier son comportement sur un cycle de marée, ce qui implique une variation de l'amplitude des vitesses mais aussi de l'angle. Une perspective à ce travail serait donc d'analyser l'évolution du rendement hydrodynamique en fonction de la direction du courant.

La volonté d'ouvrir une nouvelle filière industrielle vouée à une exploitation à l'échelle commerciale de l'énergie hydrocinétique des courants marins amène à envisager un parc constitué de plusieurs hydroliennes. Un mauvais positionnement des hydroliennes les unes par rapport aux autres dans un parc hydrolien conduirait fatalement à des pertes dues aux sillages des hydroliennes en amont. Une perspective intéressante serait d'étudier l'influence du nombre, de l'arrangement et de l'espacement des hydroliennes sur les performances hydrodynamiques dans le contexte d'un parc d'hydroliennes.

- **Sur l'aspect endommagement d'une structure composite**

La création de routines fonctionnelles avec le code de calcul Abaqus et les confrontations essai/calcul nous encouragent à poursuivre ces travaux dans le but de développer un outil numérique robuste. Le modèle de simulation de l'endommagement des composites sous impact a en effet la possibilité de pouvoir être enrichi. Il serait intéressant d'ajouter d'autres effets dans le modèle de comportement du pli, comme la viscosité de la matrice par exemple. Toujours pour converger vers une approche robuste de la modélisation de l'endommagement intralaminare, il serait important de rajouter dans la VUMAT les phénomènes d'adoucissement lors de l'endommagement de la fibre et de la matrice.

La loi bilinéaire de zones cohésives a été utilisée pour simuler la décohésion entre les interfaces des plis (dé laminage). Deux perspectives peuvent toutefois être notées : (i) Implémentation de la loi cohésive dans la VUMAT pour simuler un couplage entre les modes d'endommagement puisque la fissuration matricielle est parmi les facteurs déclencheurs des micro-dé laminages ; (ii) Ne pas se restreindre à la loi bilinéaire car les lois de type parabolique ou exponentielle peuvent apporter des indications supplémentaires sur l'endommagement des composites.

Les composites stratifiés ne représentent qu'une catégorie des composites employés dans le secteur naval. Cette catégorie de composite présente des mécanismes d'endommagement différents de ceux des composites tissés et des structures sandwichs. Une perspective d'étendre le modèle d'impact aux composites tissés et aux structures sandwich s'inscrit dans la suite de ces travaux.

Le modèle d'impact développé dans ces travaux de thèse ne représente qu'une première étape lors de l'évaluation de la résistance résiduelle d'une structure composite. Une perspective consiste à utiliser la tuyère endommagée suite à un choc pour réaliser une simulation numérique en statique dans le but d'estimer la perte de résistance résiduelle.





## **ANNEXE A.1**

## A.1 Théorie du disque actionneur appliquée à une hélice marine

Une hélice peut être assimilée à une aile mais disposée différemment pour fournir une poussée et non pas une portance. Ce qui était la portance pour une aile devient la force de poussée pour une hélice.

La théorie du disque actionneur consiste à remplacer l'hélice par un disque sans épaisseur induisant un saut de pression ( $\Delta p$ ).

L'écoulement est alors accéléré à partir d'une vitesse initiale ( $V_a$ ) loin en amont jusqu'à une vitesse ( $V_b$ ) loin en aval du disque. Le débit massique ( $Q$ ), à travers le disque est donné par :

$$Q = \rho A_p V_p \quad \text{A.1.1}$$

Où :

- $\rho$  : Masse volumique du fluide
- $A_p$  : Aire du disque moteur
- $V_p$  : Vitesse du fluide à travers le disque moteur

La zone où le débit massique est conservé est un tube de courant dont le diamètre va en se réduisant de l'amont vers l'aval du disque moteur (Figure A.1.1).

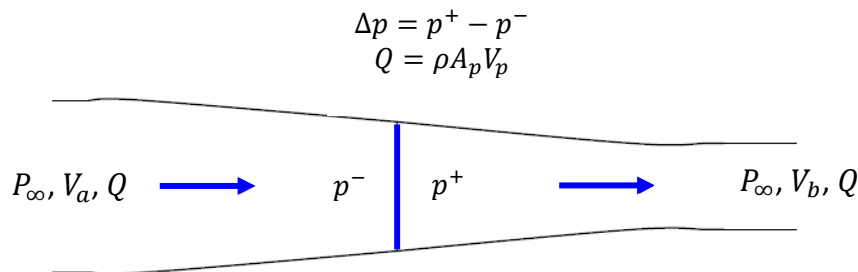


Figure A.1.1: Théorie du disque moteur appliquée à une hélice marine

La poussée ( $T$ ) théorique du disque se déduit du saut de pression :

$$T = \Delta p A_p \quad \text{A.1.2}$$

Ou en appliquant le théorème de la quantité de mouvement d'Euler :

$$T = Q(V_b - V_a) \quad \text{A.1.3}$$

De plus, en appliquant le théorème de Bernoulli entre l'infini amont et l'amont immédiat du disque (équation A.1.4), puis entre l'infini aval et l'aval immédiat du disque (équation A.1.5), on obtient :

$$P_\infty + \frac{1}{2}\rho V_a^2 = P^- + \frac{1}{2}\rho V_p^2 \quad \text{A.1.4}$$

$$P_\infty + \frac{1}{2}\rho V_b^2 = P^+ + \frac{1}{2}\rho V_p^2 \quad \text{A.1.5}$$

Et donc :

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho(V_b^2 - V_a^2) \quad \text{A.1.6}$$

Puisque la poussée vaut le produit  $\Delta p A_p$ , on exprime  $V_b^2$  en fonction de  $V_a^2$  et du coefficient de poussée  $C_{th}$  :

$$C_{th} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho V_a^2 A_p} = \frac{\frac{1}{2}\rho(V_b^2 - V_a^2) A_p}{\frac{1}{2}\rho V_a^2 A_p} = \frac{V_b^2 - V_a^2}{V_a^2} \quad \text{A.1.7}$$

Ce qui donne :

$$V_b = V_a \sqrt{1 + C_{th}} \quad \text{A.1.8}$$

Des deux expressions de la poussée, on peut exprimer  $V_p$ , la vitesse du fluide à travers le disque moteur en fonction de  $V_a$  et de  $V_b$ .

$$T = \Delta p A_p = Q(V_b - V_a) \quad \text{A.1.9}$$

Donc :

$$\frac{1}{2}\rho(V_b^2 - V_a^2) A_p = \rho A_p V_p (V_b - V_a) \quad \text{A.1.10}$$

On retrouve :

$$V_p = \frac{1}{2}(V_a + V_b) \quad \text{A.1.11}$$

On peut déduire le rendement du disque moteur  $\eta$  qui est défini pour une hélice marine de propulsion par le rapport de la puissance utile due à la poussée sur la puissance dissipée due à l'énergie dépensée pour accélérer le fluide.

Ainsi :

$$\eta = \frac{TV_a}{\frac{1}{2}QV_b^2 - \frac{1}{2}QV_a^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho(V_b^2 - V_a^2)A_p V_a}{\frac{1}{2}\rho A_p V_p (V_b^2 - V_a^2)} = \frac{V_a}{V_p} \quad \text{A.1.12}$$

Soit :

$$\eta \leq \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_{th}}} \quad \text{A.1.13}$$

Cette théorie fournit des limites, une borne supérieure pour le rendement et une borne supérieure pour la vitesse en aval de l'hélice. La limite de l'équation A.1.13 permet d'avoir un ordre de grandeur. Le rendement en eau libre d'une hélice ne dépasse généralement pas 90%.

## **ANNEXE A.2**

# Numerical investigation of bare and ducted horizontal axis marine current turbines

Mahrez Ait Mohammed<sup>1</sup>, Mostapha Tarfaoui<sup>1</sup> and Jean Marc Laurens<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Department of Fluid Dynamics, Materials and Structures  
ENSTA Bretagne – LBMS, 29806 Brest (France)

Phone number: +33(0) 298348713, e-mail: mahrez.ait\_mohammed@ensta-bretagne.fr

Phone number: +33(0) 298348705, e-mail: mostapha.tarfaoui@ensta-bretagne.fr

Phone number: +33(0) 298348752, e-mail: jean.marc\_laurens@ensta-bretagne.fr

## Abstract.

The marine current turbine is the mechanical device that captures the kinetic energy of marine current to generate electrical power. This paper presents the application of an academic panel code based on potential flow theory for the analysis of marine current turbines and the proposition of full scale bare and ducted design. The aim of this work is also to analyze the effect of the addition of a duct at the same overall section with bare turbine on the hydrodynamic performance. The numerical results show that the ducted turbine's power coefficient, computed on the overall cross section, can be slightly increased through the use of a camber duct profile.

## Keywords

Marine Current Turbines, Panel Method, Blade Element Momentum, Bare turbine, Ducted Turbine, Turbine Design, Performances Prediction.

## 1. Introduction

The kinetic energy available within tidal currents is an untapped source of renewable energy. If an effective method of capturing this energy can be developed, tidal currents could be harnessed to help satisfy the world's growing energy needs. [1]

Various global studies have shown that marine currents have a large potential as a predictable sustainable resource for commercial scale generation of electrical power.

There has been a growing interest in the use of marine current turbines for electrical power production and horizontal axis marine current turbines are one promising technology that is being developed for this purpose. The best [2] site in France is the Race of Alderney [3] which has sufficient depth and a maximum current velocity of 3m/s. To illustrate the present methodology with a realistic case, a 20 meters turbine is designed for this site.

The efficiency of marine current turbines (MCT) is often expressed by the power coefficient ( $C_p$ ). There is a limit output of one-dimensional Betz model initially applied for turbine with horizontal axis, indicating that the power coefficient value cannot exceed 16/27. This means that the turbine cannot extract more than 59.3% of the energy contained in the flow. Gorban et al. [4] redefined the Betz

theory limit taking into account the deflection of the streamlines passing through the rotor. This new approach, called GGS model by the authors, indicates a limit of 30.1% which is half the Betz limit. Nevertheless, experimental and numerical results present performances well over the limit of 30.1% given by the GGS model. Examining this paper in more detail, we found out that it is based assuming Darcy's law which is only applies for Stokes' flows and then cannot be applied in the case of marine current turbine. Regardless of the adopted limit, it is impossible to extract all the hydrokinetic energy contained in the flow but the addition of a duct could improve the hydrodynamics performances. However it is possible to improve the hydrodynamic performance in terms of power coefficient of a bare turbine (without duct) by installing a duct. There has been considerable effort and discussion in the literature concerning the addition of a duct to wind/water turbines to extract more power than a bare turbine [5], [6] and [7], i.e. to surpass the theoretical power extraction limit defined by Betz and Gorban et al. for horizontal axis turbines. In this context, the addition of duct systems is intended to increase significantly the performance of such turbines.

Most marine current turbine designers use the Blade Element Momentum (BEM) theory to predict their hydrodynamic performances. The BEM theory, well described in Jamieson [8], do not take into account the 3D effects. A first account of the 3D effects is given by the lifting line theory [9] with some restriction on the blade aspect ratio ( $\Lambda$ ). This restriction is minimized when using 3D panel method which is faster and easier to operate than Navier-Stokes solvers [10] which require 3D mesh.

This paper presents the application of an academic panel method code based on potential flow theory for the analysis of the hydrodynamic performances. To compute the rotor within the duct an iterative procedure has been developed.

In theory this code has been developed for the hydrodynamic analysis of marine propellers. However, to extrapolate the results in propeller format corresponding to a marine current turbine, three important variables need to be correlated. They are the advance coefficient ( $J$ ) versus tip speed ratio ( $TSR$ ), thrust coefficient ( $K_t$ ) versus turbine thrust coefficient ( $C_{th}$ ) and torque coefficient ( $K_q$ )

versus turbine power coefficient ( $C_p$ ). When the ( $K_t$ ) and the ( $K_q$ ) are obtained, until convergence, versus ( $J$ ) from the panel method code, they can be represented as ( $C_{th}$ ) and ( $C_p$ ) for turbine as a function of tip speed ratio ( $TSR$ ). With the definitions of propeller advance coefficient,  $J = V_0/nD$ , propeller thrust coefficient  $K_t = T/\rho n^2 D^4$ , propeller torque coefficient  $K_q = Q/\rho n^2 D^5$ , turbine tip speed ratio  $TSR = \omega R/V_0$ , turbine thrust coefficient  $C_{th} = T/(\frac{1}{2}\rho A V_0^2)$ , and turbine power coefficient  $C_p = Q\omega/(\frac{1}{2}\rho A V_0^3)$ , the three parameters for marine current turbines in terms of propellers are:

$$TSR = \frac{\omega R}{V_0} = \frac{2\pi n R}{V_0} = \frac{\pi n D}{V_0} = \frac{\pi}{J} \quad (1)$$

$$C_{th} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A V_0^2} = \frac{K_t \rho n^2 D^4}{\frac{1}{2}\rho \frac{\pi D^2}{4} V_0^2} = \frac{8K_t}{\pi J^2} \quad (2)$$

And

$$C_p = \frac{Q\omega}{\frac{1}{2}\rho A V_0^3} = \frac{K_q \rho n^2 D^5 \omega}{\frac{1}{2}\rho \frac{\pi D^2}{4} V_0^3} = \frac{16K_q n^3 D^3}{V_0^3} = \frac{16K_q}{J^3} \quad (3)$$

$$= 16K_q \left( \frac{TSR}{\pi} \right)^3$$

Where:

$D$	diameter of the turbine ( $m$ )
$R$	blade radius ( $m$ )
$V_0$	inflow velocity ( $m/s$ )
$Q$	torque ( $N.m$ )
$T$	thrust ( $N$ )
$n$	rotational speed per second ( $RPS$ )

## 2. Theory, Models and Numerical Methods

The panel methods are based on potential flow theory. The potential flow model is derived from the Navier-Stokes model as follows:

We first consider an incompressible ( $\rho = cst$ ) and Newtonian fluid ( $\mu = cst$ ). Applying the principle of mass conservation, we obtain:

$$\text{div}(\vec{V}) = 0 \quad (4)$$

Where  $\vec{V}$  is the velocity vector.

Applying the second Newton law, if gravity is ignored, we obtain:

$$\rho \cdot \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \mu \cdot \vec{\Delta}\vec{V} \quad (5)$$

Where the left term is the substantial (or total) derivative of the velocity vector multiplied by the density,  $p$  is the pressure, and  $\mu$  is the fluid molecular viscosity.

Equations (4) and (5) are the Navier-Stokes equations for an incompressible and Newtonian fluid. We now assume that the fluid is inviscid ( $\mu = 0$ ), and the flow is non rotational ( $\text{rot}\vec{V} = 0$ ). This last assumption is equivalent to state that a potential function  $\phi$  exists such as  $\vec{V} = \vec{\nabla}\phi$ . With these assumptions, equation (5) becomes the Bernoulli equation and equation (4) becomes the Laplace equation for  $\phi$ :

$$\Delta\phi = 0 \quad (6)$$

Solving the potential flow is therefore to find a potential Function  $\phi$  which satisfies the Laplace equation. The velocities are derived from the potential function since,  $\vec{V} = \vec{\nabla}\phi$ , and the pressure is computed from the Bernoulli equation which is true everywhere in the fluid for a potential flow.

From there, the panel methods consist in placing singularities such as dipoles (or doublets) and sources on the surface of the obstacles. The singularities are particular solutions of the Laplace equation and their intensities are computed to fit the boundary conditions. For a non-lifting body, the only boundary condition is a slip condition at its surface. For a lifting body such as a wing, the slip condition is not sufficient since theoretically, a body in an inviscid fluid flow does not produce any hydrodynamic forces. To mimic the behavior of viscous fluid flow around a lifting body, an additional condition is also required. It consists in forcing the flow to be lined up with the trailing edge. This boundary condition is known as the Kutta-Joukowski condition and in practice it only can be applied for bodies presenting a sharp trailing edge. Once the intensities of the singularities have been computed respecting the boundary conditions, we can compute the velocities and the pressure anywhere in the fluid domain.

The panel method code we use belongs to what Hoeijmakers, H.W.M.; [11] refers to as "second generation" panel methods involving the Dirichlet condition ( $\phi = 0$  in the inner body). Body surfaces are discretized into first order panels carrying constant source and doublet distributions. The wake developing behind the rotor is formed with a sheet of first order panels carrying constant doublet distributions and it is generated with time in a Lagrangian manner. Thanks to the Dirichlet condition, imposing the slip condition on the body surface, determines the sources directly from the inlet velocity and the normal vectors. Hence, the unknown of the problem are the dipoles. The locations of the sheet panels vertices are recalculated at each time step but not the dipoles they carry. Non-lifting bodies such as the hub are discretised using first order panels carrying constant source and dipole distributions. The rotor hub can be easily modeled this way but in most cases it does not influence the hydrodynamic coefficients so in the results presented here, we do not simulate its presence. The code allows for unsteady state flow simulation and the body thickness representation leads to an accurate distribution of pressure coefficients ( $C_p$ ) on duct and blades surfaces.



From the velocities, we compute the local Reynolds number,  $R_n$ , on each surface panel which gives us the local friction coefficient  $C_f$  using standard formulae:

$$0.027 / \sqrt{R_n} \text{ for turbulent flow and } 0.664 / \sqrt{R_n} \text{ for laminar}$$

flow. The transition is forced at  $R_n = 5 \cdot 10^5$ .

Concerning the mesh, the panel method only requires a surface mesh of the solid objects. We developed a friendly user mesh generator for the blades and the duct. A typical configuration is presented in Figure 1. In this example, we also show the wake which has been automatically generated by the potential flow code. Since the rotor blades and the duct are computed as lifting bodies, they must present a sharp trailing edge from which the wake modeled as a sheet of first order panels carrying constant doublet distributions originates.

The procedure consists in separating the flow around the rotor and the flow around the duct into two different runs. Once the flow around the duct has been solved, we compute the duct induced velocities at the blades control points (i.e. the centers of all panels). The flow around the rotor is then computed in the presence of the duct induced velocities. We then compute the rotor induced velocities on the surface of the duct. The procedure is repeated until convergence which occurs after  $N$  iterations [12].

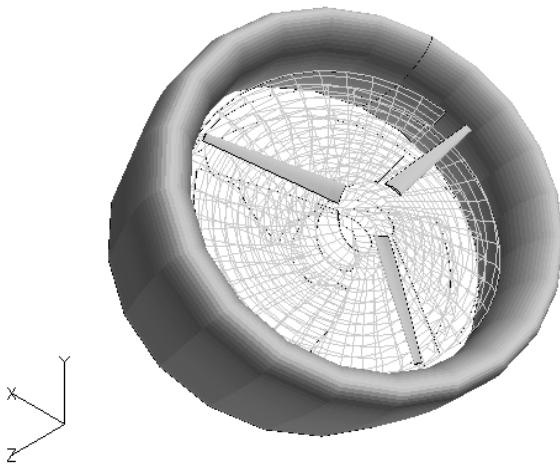


Figure.1. Example of ducted marine current turbine.

### 3. Numerical Simulation

#### 3.1 Performance comparison between theory and data experiments

The code has been already verified and validated for many propeller cases and more recently on ducted propeller cases [13]. However, since a different field of application is at stake, it is preferable to compare it with some marine current turbine experimental results. The experimental results of the bare turbine tested and described by Bahaj et

al. [14] are used and compare with our numerical simulation. For this rotor a considerable set of experimental data obtained from cavitation tunnel and towing tank tests is available in the literature. The turbine is a three-bladed turbine with NACA 63-8xx hydrofoil where xx is the maximum thickness sections. The standard geometry has a pitch angle at the blade root equal to  $15^\circ$ , corresponding to a  $0^\circ$  set angle, the blade set angle is the angle at the tip of the blade (called pitch), and the pitch distribution in the experiment can be changed by rotating the blades around their axis. In the present work the  $5^\circ$  blade set angle, which is the best pitch configuration, is considered. The rotor hub can be easily modelled but in most cases it does not influence the hydrodynamic coefficients so in the results presented here, we do not simulate its presence.

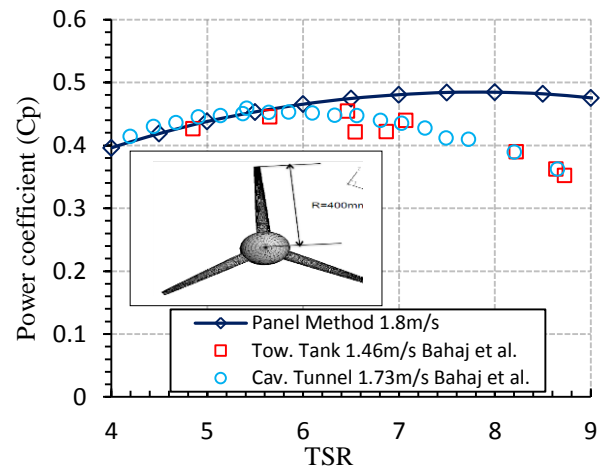


Figure.2. Comparison of the power coefficient versus TSR between panel method and experimental data of Bahaj et al. [14]

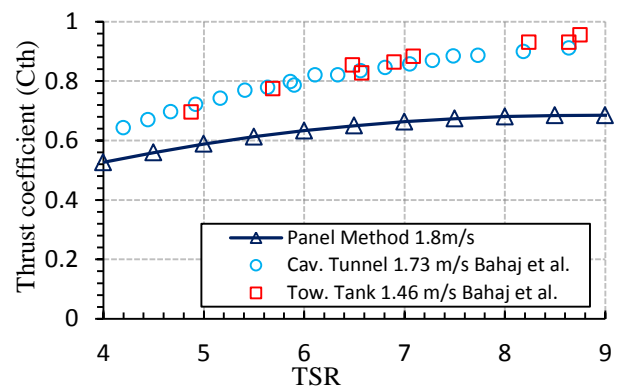


Figure.3. Comparison of the thrust coefficient versus TSR between panel method and experimental data of Bahaj et al. [14]

The power coefficient ( $C_p$ ) curve showed in Figure 2 presents good agreement with the experimental results of Bahaj et al. until TSR of design (TSR between 6 and 6.5). Beyond TSR equal 7 the power coefficient predicted by the panel method is over estimated. This discrepancy between the panel method code results and the

experimental results at high value of TSR is essentially due to the fact that the potential flow code cannot simulate flow separation and stall. The proposed method gives results closer to the experimental measurements up to the area where there is no flow separation but there is no reason to propose a system which present flow separation because we know as well that flow separation is closely linked to the cavitation inception which affect seriously the efficiency of marine current turbines. The numerical thrust coefficient ( $C_{th}$ ) curve showed in Figure 3 follows the same tendencies with the experimental measurements but the current method produced a slightly lower thrust coefficient.

### 3.2 Design of bare and ducted full scale horizontal axis marine current turbine

#### 3.2.1 Bare turbine (rotor design)

Hydrofoils work in similar way as airfoils; however there are a number of fundamental differences in the design and operation of hydrofoil, which require further investigation, research and development [15].

The design of tidal turbine is mostly imposed by the cavitation occurrence and flow separation has to be avoided. Therefore the angle of attack of each blade section and the minimum pressure must be respected.

The 15% thickness NACA63-415 profile which presents a recompression on the suction side at 0.3 chord after the leading edge when its lift coefficient,  $C_l$ , is equal to 0.4 has been retained. Once the profile is chosen, its pressure coefficient,  $C_p$ , distribution around the targeted  $C_l$  is known and the minimum  $C_p$  value together with the immersion permit to compute the maximum velocity the profile can sustain without cavitation from which the rotational speed is extracted and therefore the TSR. The BEM theory is then used to indicate the pitch distribution to obtain a maximum power coefficient. A surface mesh is generated from this first blade geometry in order to simulate the flow around the rotor with the panel method code. Several adjustments to the geometrical parameters are then needed to obtain a performant horizontal water turbine. The final geometry, Figure4, reaches 90% of the Betz limit (design procedure of the rotor is being reviewing in Renewable Energy Journal).

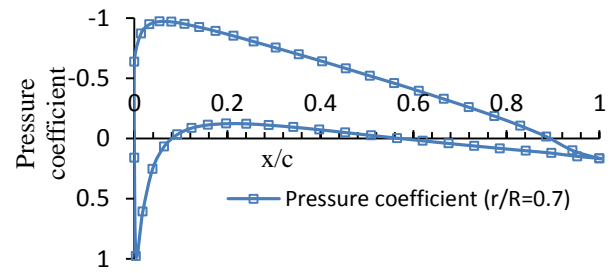
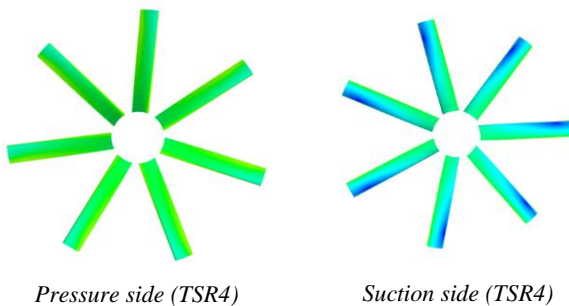


Figure.4. Rotor design, power delivered: 2.24 Mega watts at TSR of design (TSR= 4)

#### 3.2.2 Ducted turbine design

To date several investigations in ducted turbine design are published in [5], [6] and [7] and some potential advantages of ducted current turbines are explored. These include improved safety of the rotor and essentially increase the power output.

Werle et al. [5] presents a new formulation to find the power coefficient in presence of duct, the governing equation are written for a control volume using a cut incorporating the turbine modeled as an actuator-disc discontinuity with zero leakage around its edge and the duct along with parallel constant static pressure inflows and outflows far upstream and downstream. The analytical expression of the power coefficient for ducted rotor is:

$$C_p = \frac{1}{2}(1 + C_s)C_{th}[1 + \sqrt{1 - C_{th}}] \quad (7)$$

Where  $C_s$  is the duct drag coefficient and  $C_{th}$  is the rotor thrust coefficient. In the case of un-ducted turbine, the duct drag coefficient  $C_s$  is equal to zero and  $C_{pmax} = 16/27$ , as show in Figure 5. However the use of the equation 7 in the case of ducted turbine requires determination of the duct force coefficient  $C_s$ . The power coefficient reaches 1.2 but it is defined according to the rotor area and not according to the overall area.

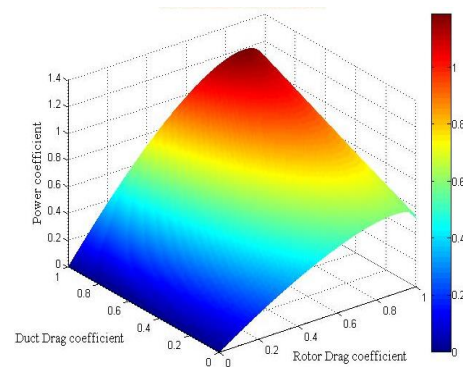


Figure.5. Evolution of the power coefficient as function of the rotor drag coefficient and the duct drag coefficient

The aim of this work is to analyze the effect of the addition of duct to the rotor design by numerical means using a panel method program at the same overall cross section with bare turbine.

At first we analyze the effect of the addition of symmetrical foil shapes for the duct, the duct has a total overall cross section of 20m (the inlet diameter equal the outlet diameter) and at first we choose three symmetrical hydrofoils naca00xx (Figure 6), where xx is the maximum thickness to assess the effect of the relative thickness. The length of the duct is equal to the radius of the overall cross section ( $\frac{L}{D} = 0.5$ ).

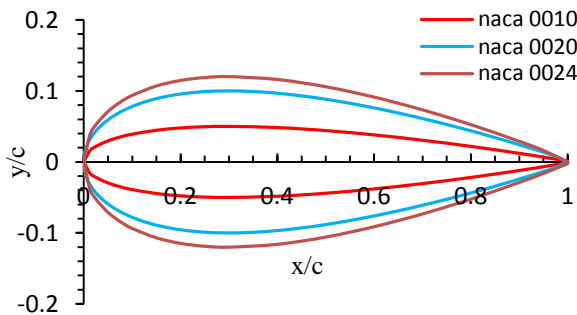


Figure.6. Naca00xx profile

The pressure coefficients distribution of each duct profile is given in figure 7:

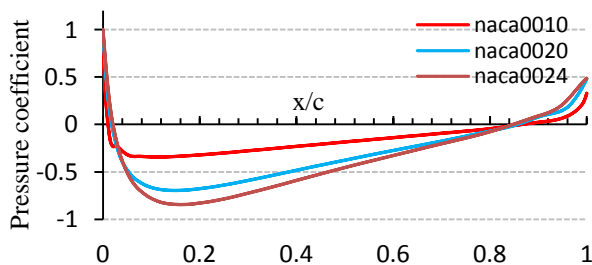


Figure.7. Pressure coefficient distribution for an AOA of 0°

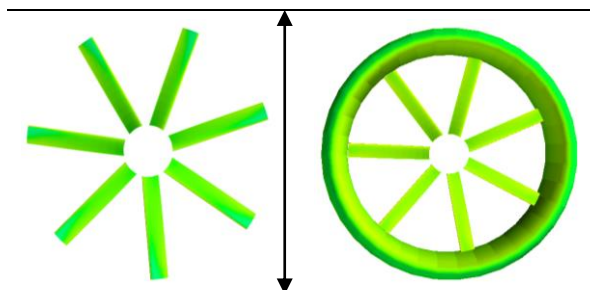


Figure.8. Comparison between the rotor in the symmetrical section duct and a bare rotor with the same overall cross section of 20m

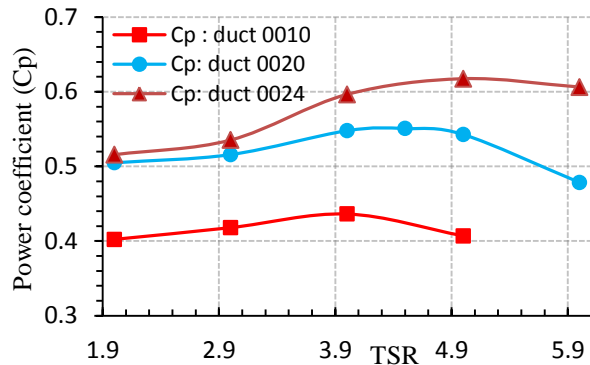


Figure.9. Evolution of the power coefficient versus TSR for ducted turbine when  $C_p$  is computed from rotor diameter

Figure 9 shows the power coefficient versus TSR when  $C_p$  is computed from the rotor swept area ( $C_p = \frac{16K_q}{j^3}$ ), we see that the Betz limit is exceeded for ducted turbine with naca0024. On the other hand when the power coefficient  $C_p$  is computed using the same overall cross section, see Figure 10, we find out that the power coefficient  $C_p^*$  is the same for the three ducted turbine. The TSR corresponding to  $C_p$  max is increasingly shifted to the right since the acceleration causes the rotor to see a larger velocity for a thicker duct.

	Naca 0010	Naca 0020	Naca 0024
Rotor diameter (m)	18	16	15.2
$C_{p \max}$	0.4362	0.5507	0.6174
$C_p^* \max$	0.3525	0.3515	0.3556
TSR	4	4.5	5
Power output (MW)	1.5311	1.5267	1.5446
Loss relative to bare turbine	-31.76%	-31.95%	-31.16%

Table.1. Effect of the symmetrical duct profile on the power coefficient

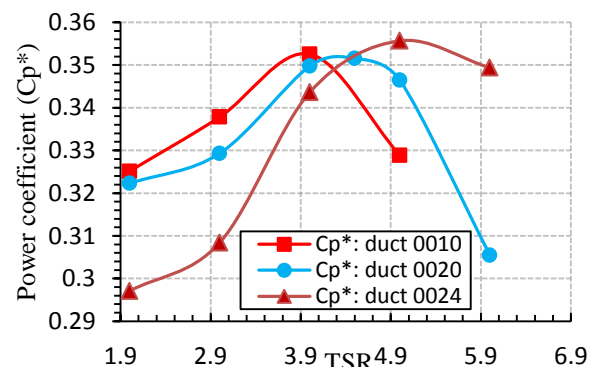


Figure.10. Evolution of the power coefficient versus TSR for ducted turbine naca00xx using the same overall cross section

Summarizing the addition of symmetrical duct (Table.1) it is found that the addition of symmetrical duct at the same overall cross section is not advantageous because we get a loss in energy close to 32%.

Our numerical result shows that the addition of symmetrical duct leads to significant loss at the same overall cross section with bare turbine. However we also tested the effect of camber duct profile. The camber was varied from 0% until 12% and the maximum thickness is kept fixed 20% of the chord (Figure11).

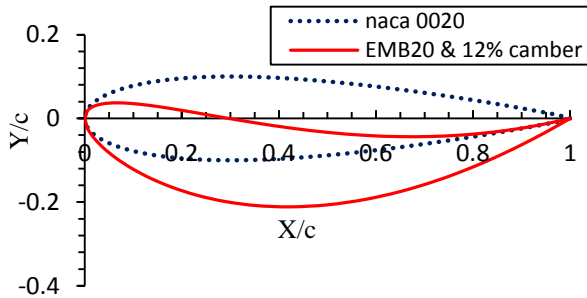


Figure.11. Duct camber profile at the same relative thickness with NACA profile of 20% using the Lemniscate of Bernoulli

The camber cannot increase indefinitely, however we must verify if there is no separation inside the duct. Calculation on Xfoil showed that the friction coefficient changes sign from 14% of camber and then the occurrence of flow separation. The numerical results are shown in Table.2.

EMB20 camber%	0%	4%	8%	10%	12%
Rotor diameter (m)	16.00	15.80	15.55	15.15	14.75
$C_{p\ max}$	0.5507	0.6501	0.7577	0.9019	0.9826
$C_{p^*\ max}$	0.3515	0.4047	0.4568	0.5174	0.5344
TSR	4.5	4.0	4.0	5.0	5.0
Power output (MW)	1.5267	1.7576	1.9841	2.2474	2.3222
Loss relative to bare turbine	-31.95%	-21.67%	-11.57%	+0.16%	+3.5%

Table.2. Effect of the camber of duct profile on the power coefficient computed on the rotor diameter and computed from the overall cross section.

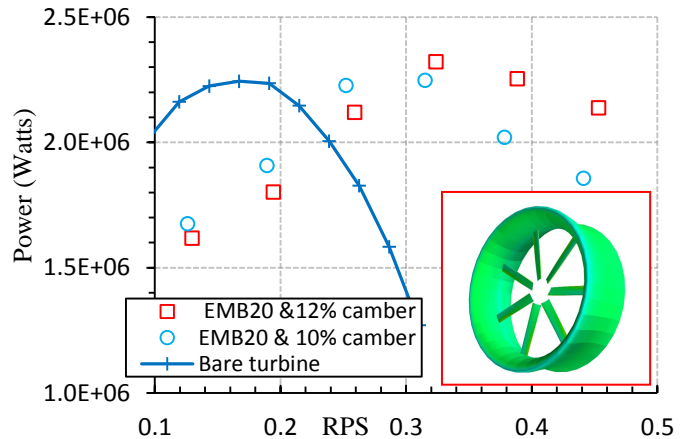


Figure.12. Power produced by bare turbine and camber duct turbine versus RPS at the same overall cross section of 20m

### 3.2.2 Effect of the chord on the design of duct

The effect of the chord length has been tested for the EMB 20 and 12% camber. The chord length ( $L/D$ ) was varied as shown in Table 3:

$L/D$	0.5	0.375	0.250	0.125
Rotor diameter (m)	14.75	16.3	17.38	18.53
$C_{p\ max}$	0.9826	0.8152	0.5966	0.5126
$C_{p^*\ max}$	0.5344	0.5388	0.4505	0.4400
TSR	5	5.5	4	4
Power output (MW)	2.3210	2.3222	1.9567	1.9111
Gain or Loss relative to bare turbine	+3.5%	+3.67%	-12.80%	-14.83%

Table.3. Effect of the chord length on the hydrodynamic performances

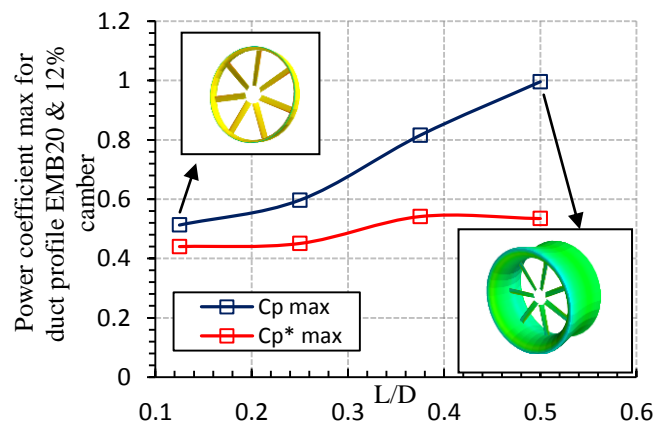


Figure.13. Effect of the chord length on the hydrodynamic performance



As it can be seen in Table 3 and illustrated in Figure 13, the  $C_p^*$  increases with the non-dimensionalized chord length,  $L/D$ , and reached a maximum between 0.53 and 0.55.

The final design geometry presents a 16.3 meter diameter for the 7 blades rotor, a 20% thick duct profile with a camber of 12% and a chord length of 7.5 meters (Figure 14). The overall diameter of the device is 20 meters and its power output is 2.35 Mega watts when the current velocity reaches 3 m/s.

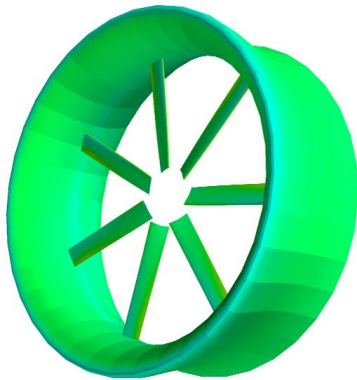


Figure.14. Final ducted turbine design: 2.35Mega watts (naca63-415 rotor, 12% max camber duct,  $L/D=0.375$  and 20m overall diameter)

#### 4. Conclusion

A design method involving BEM and a panel method code was developed and used to obtain the geometry of an horizontal axis tidal water turbine for the Race of Alderney. The site allows the device to have 20 meters diameter without maritime traffic perturbation and the maximum current velocity is 3 m/s. The minimum immersion was taken into account to set the design TSR.

At first a bare rotor was designed which can reach 90% of the Betz limit, in this case 2.2 Mega watts. The addition of an accelerating duct could then be investigated thanks to the panel method code. Since it is meant to install a water turbine farm in the site, the overall area has to be the same, bare or ducted. It was found that to obtain a sufficient acceleration capable to compensate the loss of diameter, the section has to be seriously cambered. The effect of the thickness, the chord length and the camber ratio were examined. The obtained ducted water turbine has a potential power output of 2.35 Mega watts, 5% more than the bare turbine with the same overall area.

Adding a duct will not only increase the total weight but also the manufacturing cost. The additional manufacturing cost and weight must be justified in terms of increased efficiency. In this study, only the hydrodynamics aspects have been taken into account. From this hydrodynamic study, it can be concluded that adding a duct will not yield sufficient additional energy to justify the additional cost. Furthermore, the device is designed for a one directional flow. It can work in reverse flow but it has to be decided

whether the device should be rotated as to take the tide both ways.

The electric generator can also be of two different types: a standard cylindrical machine inserted in the hub or a rim driven [16] which implies the addition of a duct. The structure constraints will also be considered in the following work in order to correctly optimize the blade geometry.

#### Acknowledgement

The authors would like to thank BMO “Brest Métropole Océane” for their financial support for this research work.

#### References

- [1] P. Fraenkel, “Power From Marine Current, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers”, Part A: Journal of Power and energy, 2002, pp. 1-14.
- [2] European Union Commission, Joule II Project, “The exploitation of tidal and marine currents”, European Commission, ISSN 1018-5593, 1996.
- [3] A.S. Bahaj and L. Myers, “Analytical estimates of the energy yield potential from the Alderney Race (Channel Islands) Using Marine Current energy Converters” Renewable Energy. 2004, Vol. 29, pp. 1931-1945.
- [4] A. N. Gorban, A. M. Gorlov and V. M. Silantyev, “Limits of the Turbines Efficiency for Free Fluid Flow”, Journal of Energy Resources Technology. 2001, Vol. 123, pp. 311-312.
- [5] M. J. Werle, and W. M. Presz, “Ducted Wind/Water Turbines and Propellers Revisited”, Journal of Propulsion and Power. 2008, Vol. 24, pp. 1146-1150.
- [6] Martin O. L. Hansen, “Aerodynamics of wind turbines”, Second edition, Chapter 5: Shrouded rotors, 2008, pp. 41-44.
- [7] Brian Kirke, “Developments in Ducted Water Current Turbines”, Sustainable Energy Centre. 2006, University of South Australia, Mawson Lakes, SA 5095, Australia.
- [8] Peter Jamieson, “Innovation in Wind Turbine Design”, John Wiley & sons, 2011, pp. 24-36
- [9] J. Baltazar, J. A. C. Falcao de Campos, “Hydrodynamic Analysis of Horizontal Axis Marine current Turbine with Boundary Element Method”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2011. Vol 133, pp. 1-10
- [10] I. Afgan, J. McNoughton, S. Rolfo, D. D Apsley, T. Stallard and P. Stansby, “Turbulent Flow and Loading on a Tidal Stream Turbine by LES and RANS”, International Journal of Heat and Fluid Flow. 2013, Vol 43, pp. 96-108.
- [11] H. W. M. Hoeijmakers, “Panel Methods for Aerodynamic Analysis and Design”, AGARD Report 783. 1992, pp. 5.1-5.47.
- [12] J. M. Laurens, S. Moyne and F. Deniset, “A BEM Method for the Hydrodynamic Analysis of Fishing Boats Propulsive Systems”, in Proc. ISFVEE 2012, pp. 1-7.
- [13] S. Coache and J. M. Laurens, “Toward the Optimum Design Propulsion Device for a Specific Trawler, 2<sup>nd</sup> International conference on Maritime Technology and Engineering, Lisbon Portugal, October 2014.
- [14] A. S. Bahaj, W. M. J. Batten, G. McCann, “Experimental Verifications of Numerical Predictions

- for the Hydrodynamic Performance of Horizontal Axis Marine Current Turbines”, Renewable Energy. 2007, Vol. 32, pp. 2479-2490.
- [15] Jai N. Goundar, M. Rafiuddin Ahmed, “Design of A Horizontal Axis Tidal Current Turbine”, Applied Energy, 2013, Vol. 111, pp. 161-174.
- [16] S. Djebbari, J. F. Charpentier, F. Scuiller, M. Benbouzid and S. Guemard, “Rough Design of a Double-Stator Axial Flux Permanent Magnet Generator for a Rim-Driven Marine Current Turbine”, International Symposium on Industrial Electronics, Hangzhou China. 2012, pp. 1450-1455.

## **ANNEXE A.3**

## A.3 Propriétés mécaniques des âmes constituant les structures sandwich des longerons

### A3.1 Balsa AL600/10 CK-100

Le Balsa AL600/10 CK-100 est un matériau d'âme des structures sandwich produit à partir de bois de balsa séché au four et configuré en bois de bout. Sa résistance et sa raideur sont relativement élevées par rapport à son poids. Le balsa utilisé industriellement permet un excellent collage avec tous les types de résines et adhésifs. Pour une utilisation dans des structures sandwich, le balsa est capable de rivaliser avec les matériaux composites à base de mousse plastique, de plus il a l'avantage d'être une solution naturelle et renouvelable, dont l'exploitation contribue à la lutte contre la déforestation. L'âme est constituée de fibre de bois orientés perpendiculairement aux peaux du sandwich. Dans un seul panneau, on trouve plusieurs petites parties assemblées par collage de forme rectangulaire. Il est à noter que les propriétés du balsa sont données en fonction de sa masse volumique qui varie entre  $100 \text{ kg/m}^3$  et  $200 \text{ kg/m}^3$ . Le balsa est un matériau ayant 2 plans perpendiculaire de symétrie et donc un comportement orthotrope. Les principales caractéristiques mécaniques sont données par la fiche technique du fabricant BALTEK et sont présentées dans le Tableau A3.1.

<i>Propriétés matériau</i>	<i>Valeur</i>
Densité ( $\text{kg/m}^3$ )	151
Module de Young ( $\text{MPa}$ )	$E_{11} = 3518, E_{22} = E_{33} = 50$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = 0.5, \nu_{13} = \nu_{23} = 0.02$
Module de cisaillement ( $\text{MPa}$ )	$G_{12} = G_{13} = G_{23} = 157$
Limite en traction ( $\text{MPa}$ )	$X_t = 13$
Limite en compression ( $\text{MPa}$ )	$X_c = 12.67$
Limite en cisaillement ( $\text{MPa}$ )	$S = 35.3$

Tableau A3.1: Propriétés mécaniques du balsa (donnée BALTEK)

#### Propriétés :

- Défaillance structurale totale
- Rupture de l'âme par cisaillement
- Dommages non visible sur la surface
- Poids lourd par rapport au Corcell et Divinycell-H80 PVC



### A3.2 Corcell

Corcell est une mousse structurale pour âme utilisant une base de polymère caractérisée par une grande solidité et une bonne résistance aux chocs. Cette mousse est largement utilisée pour la construction de grandes structures à hautes performances et a été développée afin que toutes les applications marines bénéficient d'un seul produit. La mousse Corcell est le matériau de performance qu'il s'agisse d'une zone de slamming, d'une superstructure ou d'une coque, à l'aide des techniques de stratification manuelle, d'infusion et de préimprégnation. Les caractéristiques mécaniques sont données dans le Tableau A3.2.

<i>Propriétés matériau</i>	<i>Valeur</i>
Densité ( $kg/m^3$ )	65
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = E_{22} = E_{33} = 44$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = \nu_{23} = 0.3$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = G_{23} = 20$
Limite en traction ( $MPa$ )	$X_t = 0.81$
Limite en compression ( $MPa$ )	$X_c = 0.55$
Limite en cisaillement ( $MPa$ )	$S = 0.68$

Tableau A3.2: Propriétés mécaniques du Corcell

#### Propriété :

- Bonne résistance au cisaillement
- Minimise la propagation des fissures
- Facilement réparable
- Poids léger comparativement avec le Balsa et le Divinycell-H80 PVC

### A3.3 Divinycell-H80 PVC

Le Divinycell-H80 est une mousse en PVC réticulé à cellules fermées. Elle offre un rapport « résistance/poids » élevé pour toutes les applications de composites. D'autres caractéristiques clés de la mousse PVC sont sa résistance exceptionnelle aux produits chimiques et sa faible absorption d'eau. Les caractéristiques mécaniques sont données dans Tableau A3.3.

<i>Propriétés matériau</i>	<i>Valeur</i>
Densité ( $kg/m^3$ )	80
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = E_{22} = E_{33} = 95$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = \nu_{23} = 0.3$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = G_{23} = 29$
Limite en traction ( $MPa$ )	$X_t = 2.84$
Limite en compression ( $MPa$ )	$X_c = 1.63$
Limite en cisaillement ( $MPa$ )	$S = 1.26$

Tableau A3.3: Propriétés mécaniques du Divinycell-H80 PVC

**Propriété :**

- Sensible au cisaillement
- Sensible aux dommages
- Sensible à la décohésion peau/âme

## ANNEXE A.4

## A.4 Propriétés mécaniques carbone/époxy

Les propriétés mécaniques du stratifié carbone/époxy sont données par le fabricant Hexcel (AS4/3501-6).

Propriétés matériau	Valeur
Densité ( $kg/m^3$ )	1600
Module de Young ( $MPa$ )	$E_{11} = 142000, E_{22} = E_{33} = 10300$
Coefficient de Poisson	$\nu_{12} = \nu_{13} = 0.27, \nu_{23} = 0.45$
Module de cisaillement ( $MPa$ )	$G_{12} = G_{13} = 7200, G_{23} = 3700$
Résistance en traction longitudinale ( $MPa$ )	$X_t = 1400$
Résistance en compression longitudinale ( $MPa$ )	$X_c = 1400$
Résistance en traction transversale ( $MPa$ )	$Y_t = 40$
Résistance en compression transversale ( $MPa$ )	$y_c = 250$
Résistance en cisaillement ( $MPa$ )	$S = 60$

Tableau A.4.1: Propriétés mécaniques du carbone/époxy

## **ANNEXE A.5**

## A.5.1 Distribution des épaisseurs

- A.5.1.0 Itération 0 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	10	0	10
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	10	0	10
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	10	0	10
82.3 - 100	10	0	10

Tableau A.5.1.0: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 0

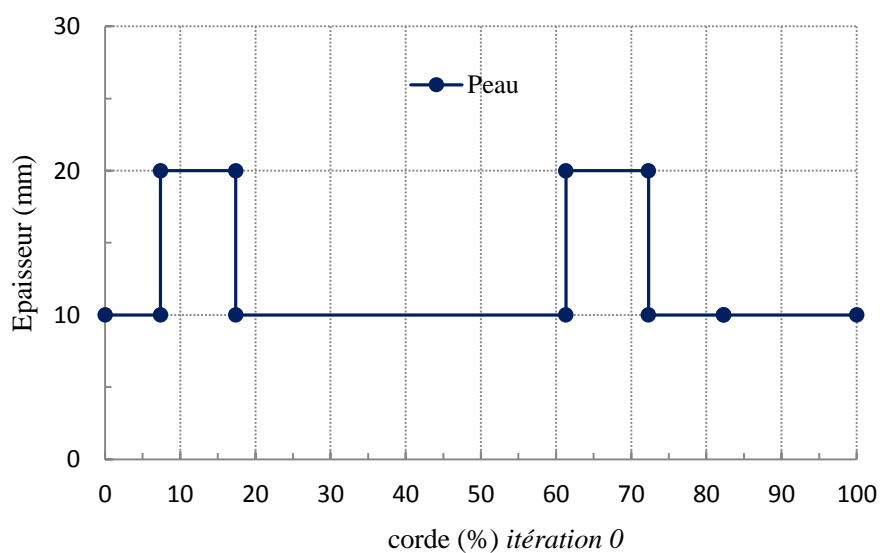


Figure A.5.1.0: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 0

• A.5.1.1 Itération 1 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	36.875	0	36.875
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	36.875	0	36.875
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	36.875	0	36.875
82.3 - 100	36.875	0	36.875

Tableau A.5.1.1: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 1

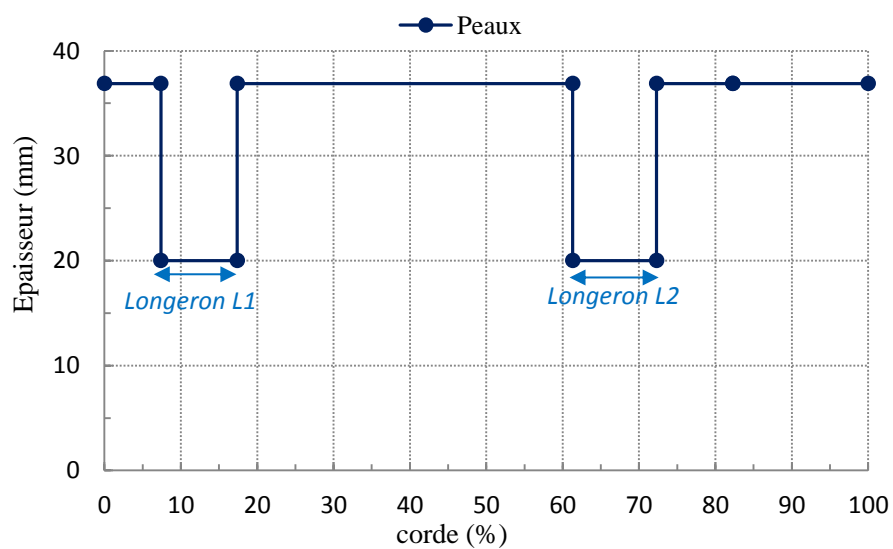


Figure A.5.2.1: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 1

• A.5.1.2 Itération 2 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	80	100
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	20	80	100
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	20	80	100
82.3 - 100	20	80	100

Tableau A.5.1.2 : Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 2

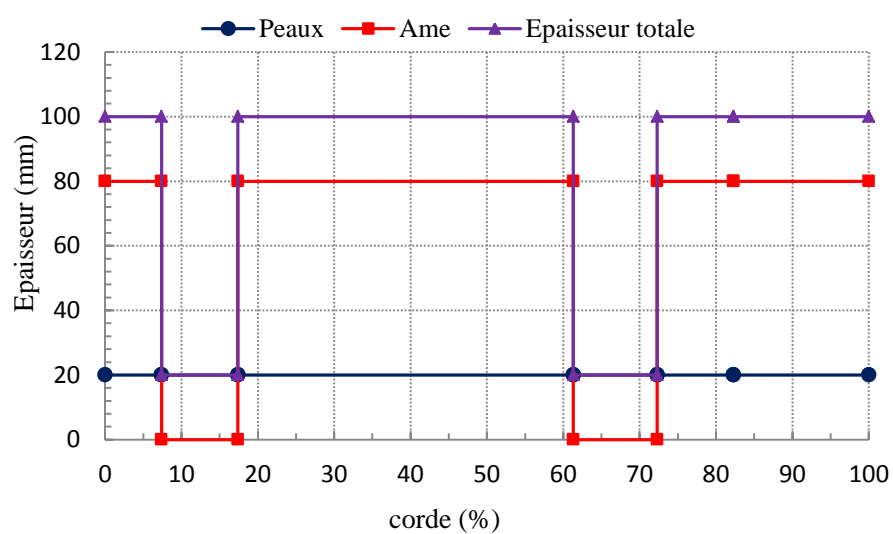


Figure A.5.1.3: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 2



• A.5.1.3 Itération 3 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	12	48	60
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	12	48	60
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	12	48	60
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.4: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 3

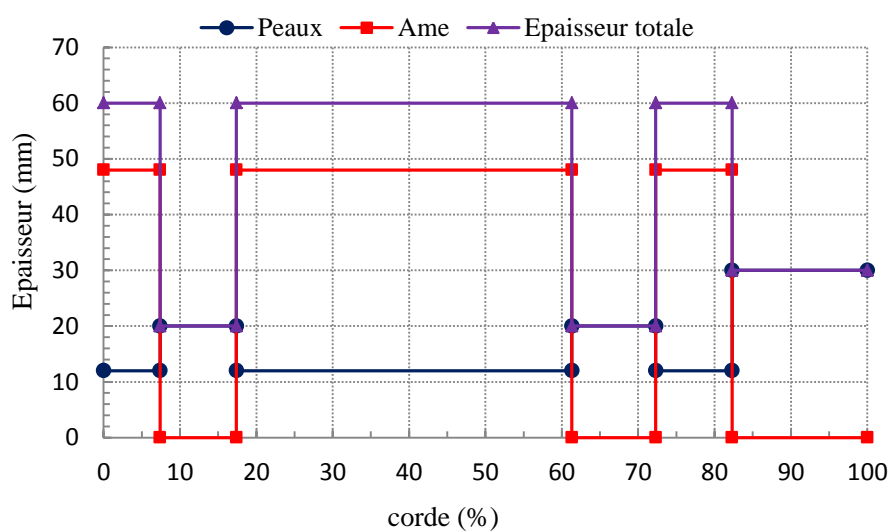


Figure A.5.1.3: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 2

• A.5.1.4 Itération 4 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	12	72	84
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	12	72	84
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	12	72	84
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.5: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 4

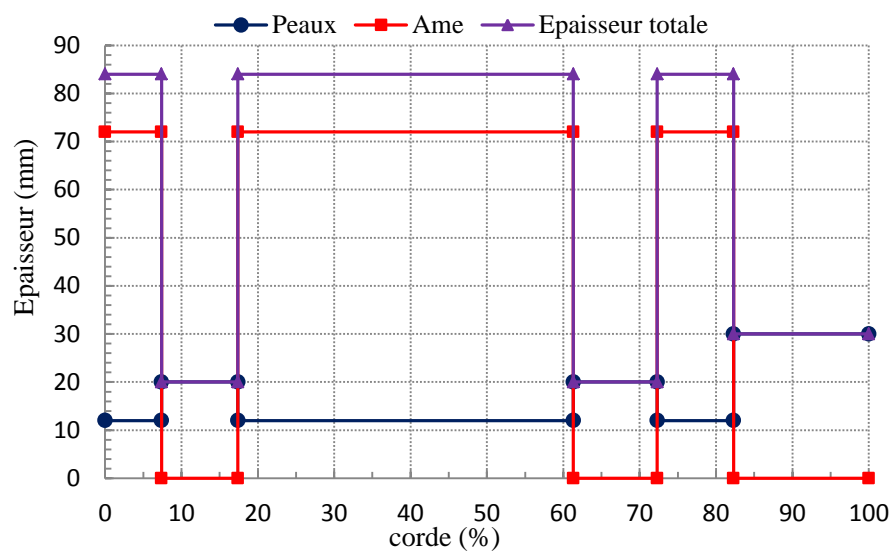


Figure A.5.1.4: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 4

• A.5.1.5 Itération 5 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	12	96	108
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	12	96	108
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	12	96	108
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.6: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 5

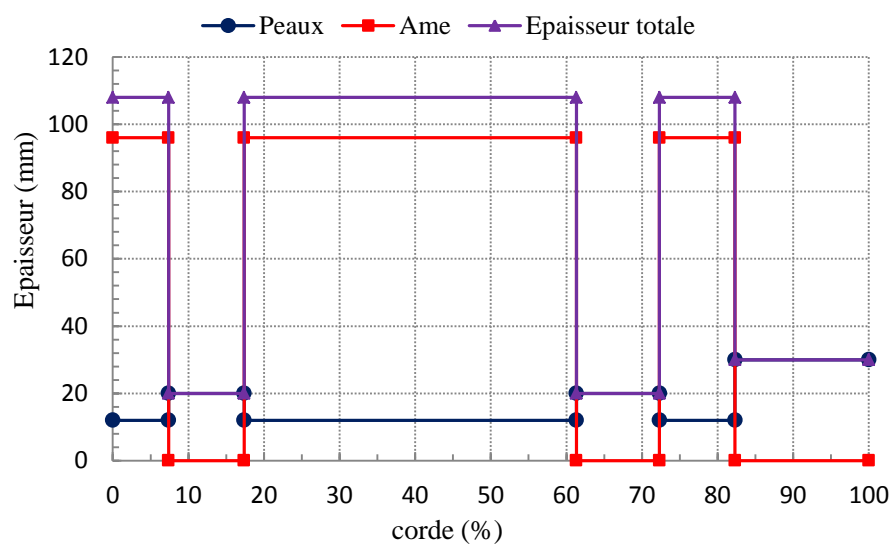


Figure A.5.1.5: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 5

• A.5.1.6 Itération 6 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	12	120	132
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	12	120	132
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	12	120	132
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.6: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 6

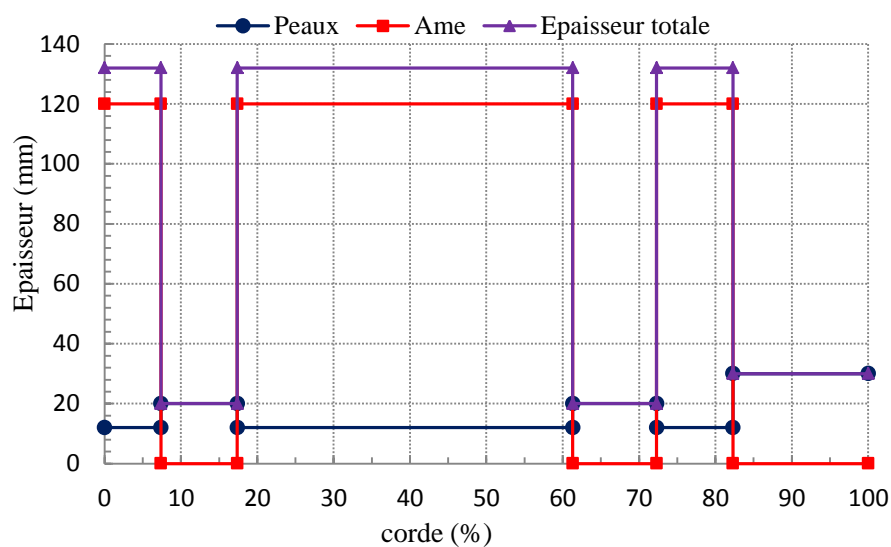


Figure A.5.1.7: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 6

• A.5.1.7 Itération 7 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	80	100
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	20	80	100
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	20	80	100
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.8: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 6

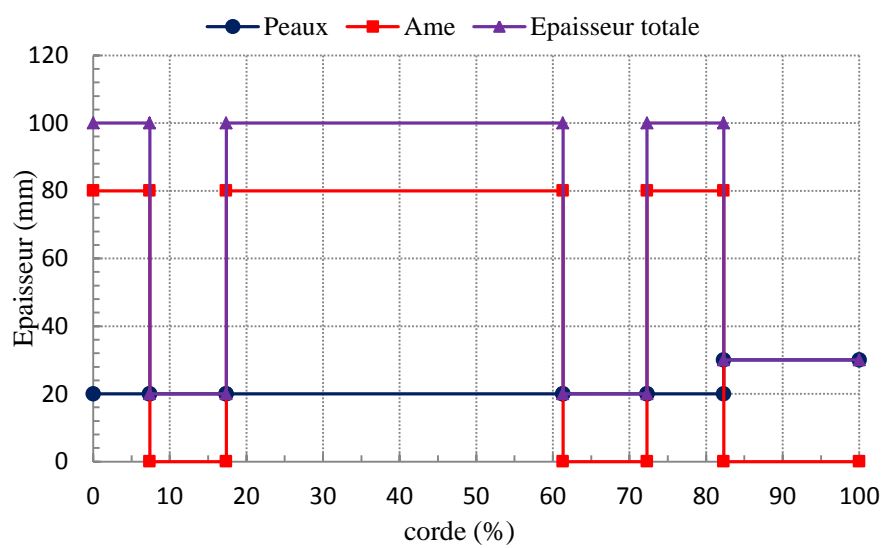


Figure A.5.1.7: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 7

• A.5.1.8 Itération 8 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	120	120
7.38 - 17.38	20	0	20
17.38 - 61.32	20	120	140
61.32 - 72.3	20	0	20
72.3 - 82.3	20	120	140
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.8: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 8

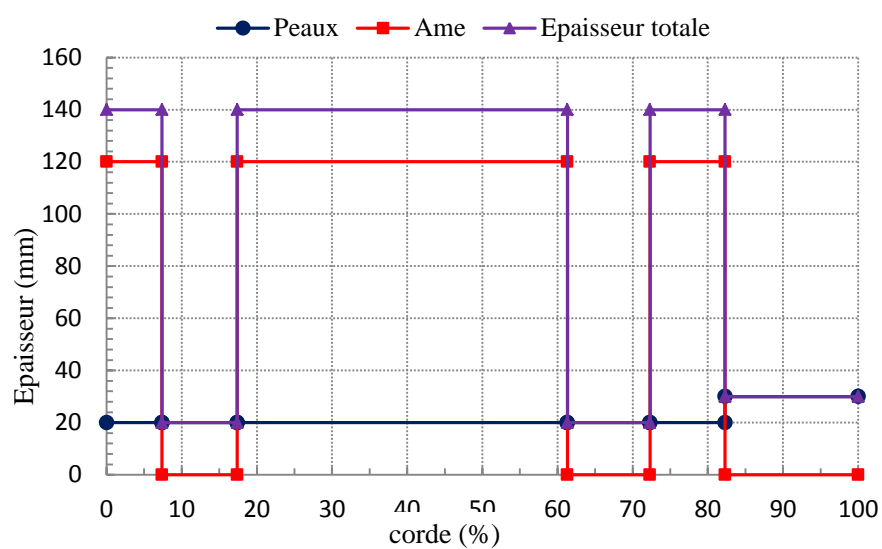


Figure A.5.1.8: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 8

• A.5.1.9 Itération 9 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	80	100
7.38 - 17.38	25	0	25
17.38 - 61.32	20	80	100
61.32 - 72.3	25	0	25
72.3 - 82.3	20	80	100
82.3 - 100	30	0	30

Tableau A.5.1.9: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 9

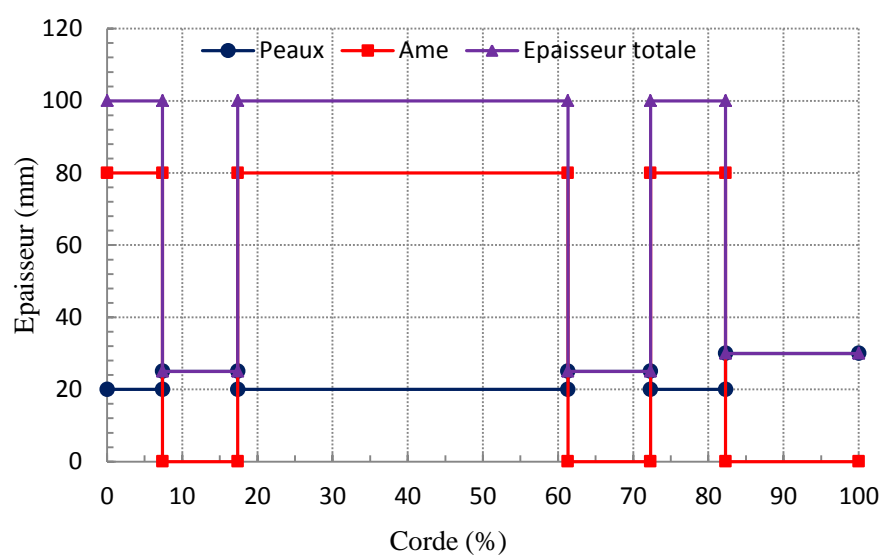


Figure A.5.1.9: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 9

• A.5.1.10 Itération 10 :

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	80	100
7.38 - 17.38	25	0	25
17.38 - 61.32	20	80	100
61.32 - 72.3	25	0	25
72.3 - 82.3	20	80	100
82.3 - 100	35	0	35

Tableau A.5.1.10: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 10

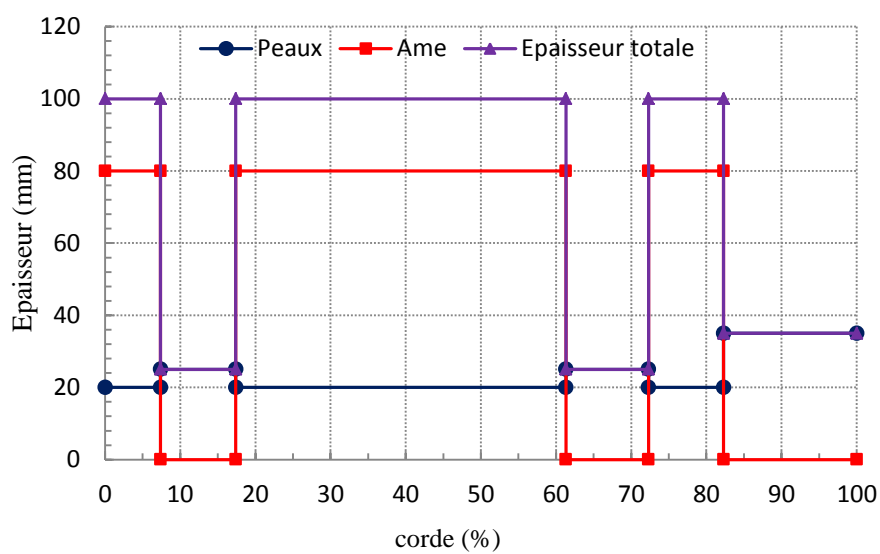


Figure A.5.1.10: Distribution des épaisseurs lors de l'itération 10



- **A.5.1.11 Itération 11 :**

Position : Corde %	Peaux (mm)	Ame (mm)	Total (mm)
0 - 7.38	20	80	100
7.38 - 17.38	25	0	25
17.38 - 61.32	20	80	100
61.32 - 72.3	25	0	25
72.3 - 82.3	20	80	100
82.3 - 100	36.875	0	36.875

Tableau A.5.1.9: Détail des épaisseurs du carénage lors de l'itération 11

## A.5.2 Evolution de la masse en fonctions des itérations

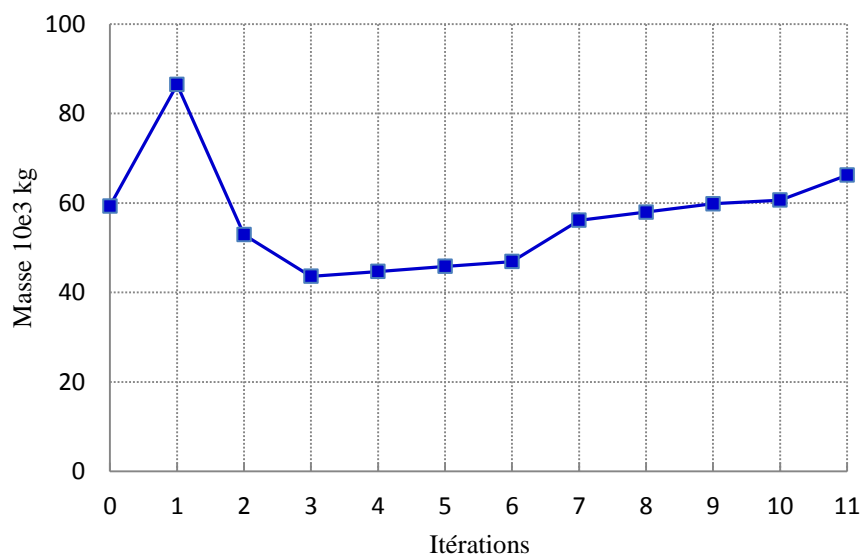
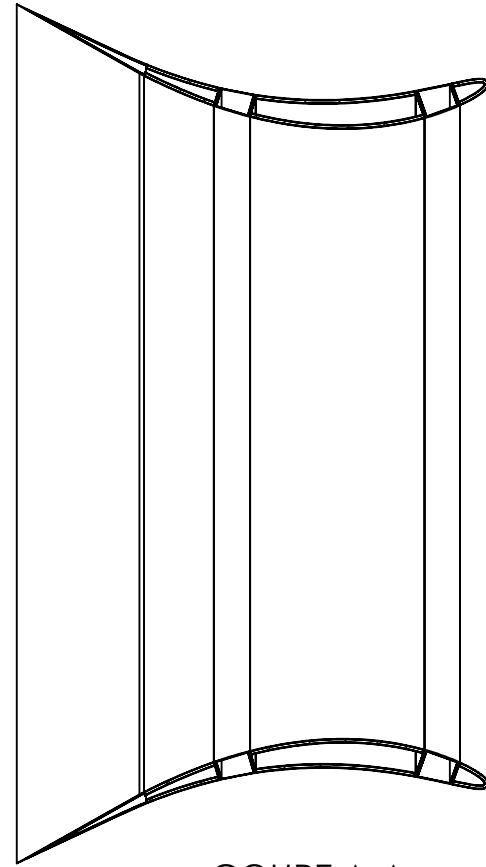
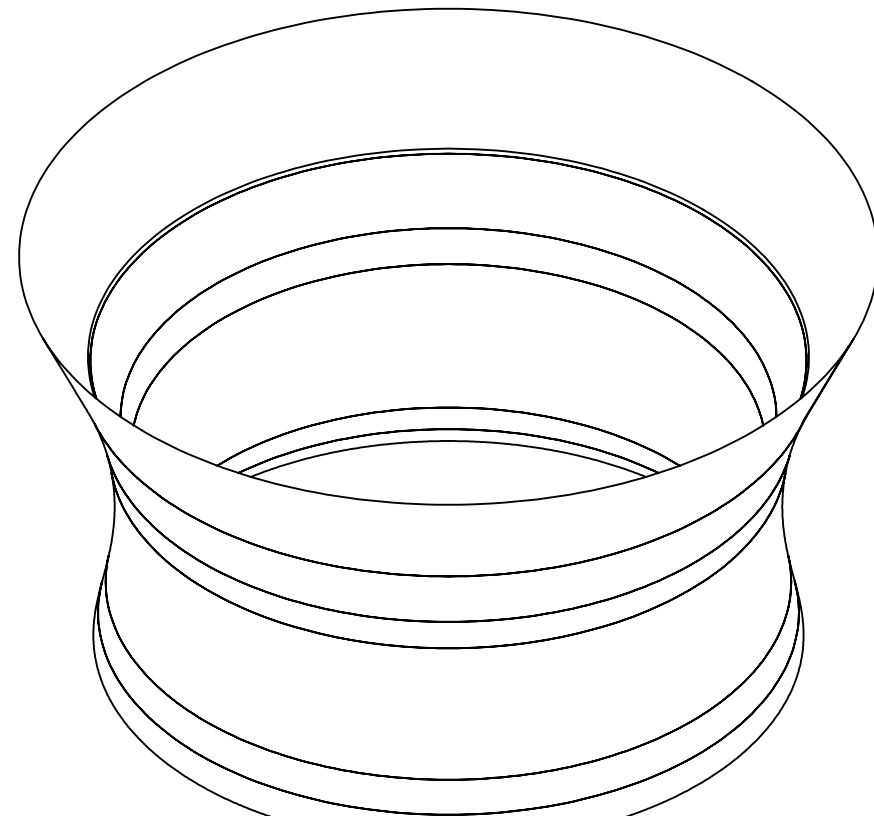
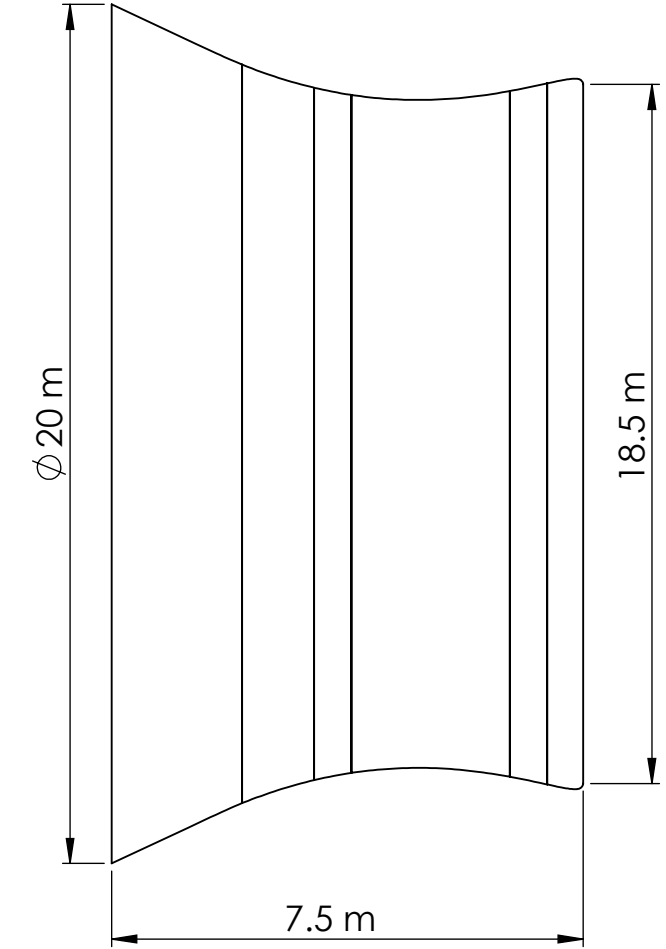
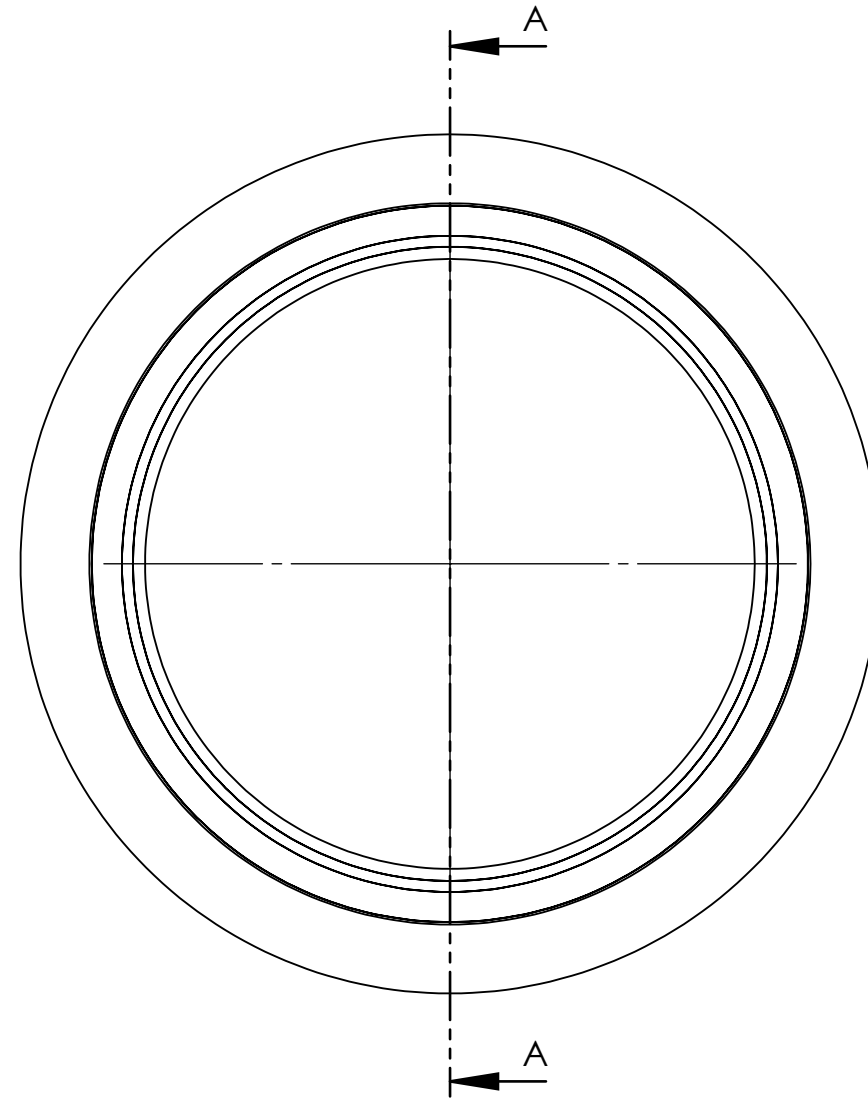


Figure A.5.2.1 : Masse versus itérations


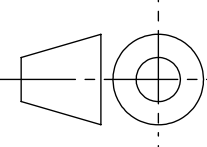
## **ANNEXE A.6**



COUPE A-A  
ECHELLE 1 : 200



Produit d'éducation **SOLIDWORKS** – A titre éducatif uniquement.

ENSTA Bretagne		NOM: AIT MOHAMMED	
Projet: Tuyere d'hydrolienne		DATE:	
	ANNEXE A.6		ECHELLE:
			PLAN N°: 00



## **Étude des Tuyères Composites pour une Conception Optimale d'une Hydrolienne à Axe Horizontal**

**Résumé :** La raréfaction des ressources fossiles non renouvelables et le dérèglement climatique font de la question énergétique un enjeu d'envergure mondiale. L'exploitation de nouvelles sources d'énergie renouvelable devient alors un objectif de première importance. L'énergie produite à partir des courants marins suscite depuis quelques années un intérêt particulier. Le concept de turbine sous-marine, appelée hydrolienne, désigne le dispositif permettant de convertir l'énergie cinétique des courants marins en énergie électrique. Ce travail de recherche traite les problématiques que pose la conception des hydroliennes à axe horizontal. Il sera mis en évidence que le monde des hélices marines présente une piste intéressante pour l'étude du comportement hydrodynamique des hydroliennes. Certains concepteurs d'hydroliennes avancent que l'ajout d'un système de carénage est favorable pour améliorer le rendement hydrodynamique. L'étude du gain hydrodynamique à encombrement constant que pourrait procurer l'ajout d'un carénage a donc été choisie comme point de départ de ce travail de recherche. Pour répondre au besoin des industriels lié à une problématique de gain de masse, les matériaux composites présentent un atout considérable en raison de leurs excellents rapports «masse/résistance» et «masse/rigidité». Une réalisation d'un carénage en matériaux composites présentant le meilleur ratio «puissance/masse» a été obtenue. Un carénage d'hydrolienne est de par sa position particulièrement confronté à des chocs. Ceci peut s'avérer très délicat car la structure composite en question est soumise à des sollicitations sévères liées à l'environnement marin. L'impact sur un carénage d'hydrolienne a été traité en détail dans ce travail de recherche.

**Mots clés :** hydrolienne à axe horizontal, hydrolienne carénée, performance hydrodynamique, optimisation, matériaux composites, conception structurelle, impact, endommagement.

## **Study of Composites Ducts for Optimal Design of an Horizontal Axis Tidal Turbine**

**Abstract:** Against the backdrop of the increasing scarcity of non-renewable fossil resources and climate change, the energy problem has become a worldwide issue. Hence, the exploitation of new renewable energy sources becomes a worldwide goal of primary importance. The concept of the underwater turbine, called tidal current turbine, designates the device which allows the conversion of the kinetic energy produced by marine currents in electric energy. This research study examines the problems related to the design of horizontal axis tidal current turbines. The present study shows that the world of marine propellers, sometimes entirely left out by the designers of tidal current turbines, presents an interesting avenue of research with regard to the hydrodynamic behaviour of tidal current turbines. Certain designers of tidal current turbines use a duct and hold that the addition of the duct contributes to the improvement of the hydrodynamic performance. Therefore, the study of the hydrodynamic benefits of ducted turbine using a constant overall cross-section than the bare turbine was the starting point of the present research work. In order to meet the needs of the manufacturers of tidal current turbines, which is generally linked to a problem of mass gain, composite materials present a considerable asset on account of their excellent «mass/resistance» and «mass/rigidity» relations. A structural design of ducted tidal current turbines using composite materials has therefore been examined. Hence, the design of a composite duct which yields the best «power/mass» ratio has been proposed. The duct of the tidal current turbine is especially confronted by the impacts due to its particular position. The impact damage aspect has also been examined in detail in the present research study.

**Keywords :** Horizontal axis tidal turbine, ducted tidal turbine, hydrodynamic performance, composite materials, structural design, impact, damage.