

Conception et fabrication d'une coque de dériveur Moth à faible empreinte carbone

par

Quentin LEGRAND

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 7 JUIN 2024

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Quentin Legrand, 2024



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Simon Joncas, directeur de mémoire
Département de génie des systèmes à l'École de technologie supérieure

M. Louis Laberge Lebel, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à Polytechnique Montréal

M. Christian Belleau, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Philippe Causse, membre du jury
Département de génie des systèmes à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 5 JUIN 2024

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

En guise de premières lignes de ce mémoire, il me tient à cœur de remercier chaleureusement chacun des acteurs ayant permis, par leur contribution, leur soutien ou leurs conseils, la réalisation de ce projet passionnant.

Mes premiers remerciements s'adressent à mon directeur de recherche Simon Joncas pour m'avoir donné l'opportunité de travailler sur ce sujet très enrichissant qui, à chaque étape, m'a fait sortir de ma zone de confort. Sa disponibilité, ses conseils et son expérience dans la construction du catamaran Rafale I ont été très précieux.

Je souhaite au même titre remercier mon co-directeur de recherche Louis Laberge Lebel pour son suivi du projet et ses conseils afin de procurer le plus de rigueur scientifique possible à ce mémoire.

Je tiens ensuite à remercier les techniciens de l'École de technologie supérieure qui m'ont permis d'utiliser les laboratoires et machines pour la réalisation des essais mécaniques et la fabrication des moules. Serge Plamondon m'a accompagné dans la réalisation des éprouvettes et l'utilisation du banc de traction afin de caractériser les matériaux ou de valider des méthodes de fabrication du voilier. Joël Grignon a passé de nombreuses heures à tester et à paramétrer la machine, parfois capricieuse, pour l'impression ainsi que l'usinage des moules. Son enthousiasme et sa persévérance pour la production de l'outillage ont été très motivants.

J'aimerais aussi remercier tous les membres du club Rafale ETS qui, durant ces deux années, m'ont aidé dans la réalisation des différentes étapes du projet de construction de la coque. Que ce soit pour un coup de main en fabrication, de la logistique (moules, tests, approvisionnements, etc.) ou simplement du partage d'expériences, j'ai grandement apprécié leur soutien sans faille. J'adresse un petit clin d'œil à Martin Costil avec qui j'ai, durant les

VI

premiers mois, enduré les hauts et les bas de l'apprentissage de l'infusion avec la résine Elium® qui peut s'avérer capricieuse. La plupart des membres du club sont maintenant à l'aise avec son utilisation et nous ratons très peu de pièces !

Ce projet ne pourrait avoir eu lieu sans le soutien des partenaires industriels de Rafale ETS et de la régie des clubs étudiants. Un grand merci à eux; tout particulièrement à PCM Innovation pour l'usinage du moule de carène, à Romane Malédant de chez Arkema pour ses conseils avec l'utilisation de la résine Elium®, à Texonic pour le don de tissus de renfort et à Scott Bader pour nous avoir fourni les adhésifs.

Enfin, mes remerciements vont à mes amis et à mes proches grâce à qui mon expérience au Québec a été si enrichissante, et qui ont su m'accompagner dans tous mes projets.

Conception et fabrication d'une coque de dériveur Moth à faible empreinte carbone

Quentin LEGRAND

RÉSUMÉ

En adéquation avec les enjeux climatiques auxquels le monde fait face aujourd'hui, on voit naître dans l'industrie de plus en plus de projets dont le but est de minimiser l'impact environnemental des produits. C'est notamment le cas de l'industrie nautique de la voile qui, utilisant principalement des matériaux composites polluants et non recyclables, a un grand rôle à jouer dans cette transition. Ce mémoire porte sur la conception et la fabrication d'une coque de dériveur volant sur *hydrofoils* (Moth) à faible empreinte carbone. L'objectif principal était de proposer une coque à la structure fiable et performante réalisée à partir de matériaux à faible impact environnemental.

Dans un premier temps, le fonctionnement d'un Moth à foils a été revu puis, à partir des principes physiques de la navigation à la voile, le bilan des forces pour les cas de chargement principaux a été défini. La valeur de ces forces a alors pu être calculée à partir d'une approche statique et d'une simulation dynamique (DVPP) du comportement du bateau en navigation. Ensuite les matériaux pour la fabrication ont été sélectionnés selon des considérations mécaniques et environnementales. Ils ont alors été caractérisés à l'aide d'essais divers visant d'abord à fournir les constantes de l'ingénieur pour la conception puis à valider les procédés de fabrication. À la suite de cela, la géométrie externe et interne de la coque a été dessinée et son équilibre en vol vérifié à l'aide du DVPP. Une modélisation par éléments finis a été réalisée pour dimensionner les stratifiés des différentes zones de la structure. Les résultats d'analyse en rupture et en flambement ont été exploités. Enfin, l'outillage puis la coque ont été fabriqués et assemblés et l'impact environnemental du projet a été évalué à l'aide d'une analyse de cycle de vie.

Un composite sandwich à résine thermoplastique recyclable (Elium®) renforcé de fibres de lin a majoritairement été utilisée pour la construction de la coque. Une partie plus sollicitée de la structure interne a été infusée en carbone / Elium®. Les moules ont été fabriqués par impression 3D à grande échelle avec un PET recyclé renforcé à 30% de fibre de verre. Ils pourront être broyés et recyclés pour fabriquer de nouveaux outillages à l'aide du même procédé. Le potentiel de réchauffement climatique du projet a été estimé à 745 kg CO_{2,éq}, soit environ trois fois moins que pour une coque équivalente en carbone / époxy.

Mots-clés : matériaux composites recyclables, voile, coque, dériveur Moth, ACV

Design and manufacturing of a low carbon footprint Moth dinghy hull

Quentin LEGRAND

ABSTRACT

In line with the climatic challenges the world faces today, more and more industry projects are being launched with the aim of minimizing the environmental impact of products. This is particularly true of the sailing industry, which uses mainly polluting and non-recyclable composite materials, and therefore has a major role to play in this transition. This thesis topic is the design and manufacture of a low-carbon-footprint Moth-type hydrofoil-flying dinghy hull. The main objective was to propose a hull with a reliable, high-performance structure made from materials with a low environmental impact.

Firstly, the functioning of a hydrofoil Moth was reviewed, and then, based on this and the physical principles of sailing, the balance of forces for the main loading cases was defined. These forces were then calculated using a static approach and a dynamic simulation (DVPP) of the boat's sailing behavior. The materials to be used were then selected based on mechanical and environmental considerations. They were then characterized using a variety of tests intended firstly to provide the engineer's constants for the design, and then to validate the manufacturing processes. Following this, the external and internal geometry of the hull was drawn, and its in-flight equilibrium verified using DVPP. Finite element modeling was carried out to dimension the laminates in the various zones of the structure. Failure and buckling analysis results were used. Finally, the tooling and hull were manufactured and assembled, and the environmental impact of the project was assessed using a life-cycle analysis.

A recyclable thermoplastic resin (Elium®) sandwich composite reinforced with flax fibers was mainly used for the hull construction. Part of the more stressed internal structure was infused with carbon / Elium®. The molds were manufactured by large-scale 3D printing using recycled PET reinforced with 30% glass fiber. They can be shredded and recycled to make new tooling using the same process. The project's global warming potential was estimated at 745 kg CO_{2,eq}, around three times less than for an equivalent carbon/epoxy hull.

Keywords: recyclable composite materials, sail, hull, Moth dinghy, LCA

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 MISE EN CONTEXTE ET POSITIONNEMENT DU PROJET.....	3
1.1 Revue de littérature : le dériveur Moth.....	3
1.1.1 La classe International Moth.....	3
1.1.2 Le Moth à foils.....	5
1.2 Le projet Rafale IV	8
1.2.1 Le club étudiant Rafale ETS	8
1.2.2 Le <i>SuMoth challenge</i>	9
1.2.3 Cahier des charges du voilier Rafale IV	10
CHAPITRE 2 ÉTUDE DES CHARGEMENTS APPLIQUÉS SUR LA COQUE	13
2.1 Revue de littérature : physique de la navigation à la voile.....	13
2.1.1 Principe de la navigation à la voile.....	13
2.1.2 Les allures et manœuvres sur un voilier	14
2.1.3 Vent réel et vent apparent	15
2.1.4 Le phénomène de dérive	16
2.1.5 Angles de gîte, de tangage et de lacet	17
2.2 Forces appliquées sur un Moth en navigation.....	17
2.3 Cas d'utilisation critiques du Moth.....	20
2.3.1 Navigation dans des conditions de vent fort	20
2.3.2 Dessalage et enfournement	20
2.4 Approche quasi-statique pour l'étude des efforts internes et externes	22
2.5 Étude dynamique à l'aide d'un DVPP	24
2.5.1 Théorie utilisée pour la modélisation du comportement dynamique du bateau	25
2.5.2 Modélisation des forces appliquées au Moth.....	25
2.5.2.1 Les forces de gravitation et la poussée d'Archimède	26
2.5.2.2 Les forces aérodynamiques.....	27
2.5.2.3 Les forces hydrodynamiques	30
2.5.3 Les outils utilisés pour l'implémentation d'un DVPP et les données récoltées	37
2.5.4 Le DVPP développé pour la conception de Rafale IV	42
2.5.4.1 Hypothèses posées	43
2.5.4.2 Fonctionnement du programme Matlab.....	44
2.5.4.3 Résultats obtenus	49
2.6 Bilan des forces pour la conception	53
2.7 Facteur de sécurité employé.....	54

CHAPITRE 3	CHOIX DES MATÉRIAUX ET VALIDATION DES PROCÉDÉS POUR LA FABRICATION.....	57
3.1	Les matériaux et procédés utilisés pour la fabrication de voiliers	57
3.1.1	Les matériaux composites.....	58
3.1.1.1	Les types de renforts	58
3.1.1.2	Les matrices	59
3.1.1.3	Les âmes pour la construction sandwich	61
3.1.2	Les procédés de fabrication composite des coques de voiliers.....	61
3.1.3	Impact environnemental des matériaux composites	64
3.2	Choix et caractérisation des matériaux pour la fabrication de la coque de Rafale IV	66
3.2.1	Choix des matériaux et du procédé.....	66
3.2.2	Détermination des propriétés mécaniques du composite lin / Elium®.....	70
3.2.2.1	Méthodologie et normes employées	70
3.2.2.2	Fabrication des éprouvettes et procédure de mise en traction ...	71
3.2.2.3	Résultats.....	75
3.3	Validation des méthodes de fabrication par des tests préliminaires	77
3.3.1	Espacement des <i>bleeder holes</i> dans la mousse	77
3.3.2	Tests de pelage.....	79
3.3.3	Résistance des inserts pour le pont	80
3.3.3.1	Tests d'arrachement.....	82
3.3.3.2	Tests de cisaillement.....	84
3.3.4	Résistance du point d'ancrage des poulies de renvoi sur le pied de mât ..	86
CHAPITRE 4	CONCEPTION EXTERNE ET INTERNE DE LA COQUE DU MOTH.....	91
4.1	Conception de la forme extérieure.....	91
4.1.1	Présentation du design	91
4.1.2	Considérations pour la flottabilité.....	93
4.1.3	Considérations pour la fabrication	94
4.2	Placement des éléments d'accastillage	94
4.3	Définition de la structure interne de la coque	96
4.3.1	Revue de littérature : la structure interne d'une coque de voilier	96
4.3.2	Zones d'application des charges sur une coque de Moth	99
4.3.3	Placement longitudinal des éléments du voilier.....	100
4.3.4	La structure interne dessinée pour Rafale IV	102
CHAPITRE 5	DIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE PAR LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS	105
5.1	Choix du critère de rupture composite.....	105
5.2	L'analyse de flambement par éléments finis	107
5.3	Modélisation par éléments finis de la coque de Rafale IV	109
5.3.1	Géométrie et maillage.....	109
5.3.2	Contacts.....	111
5.3.3	Matériaux et propriétés	111

5.3.4	Conditions aux limites	113
5.3.4.1	La méthode du <i>sky-hook</i>	113
5.3.4.2	Cas de chargement n°1 : vol stable	114
5.3.4.3	Cas de chargement n°2 : redressement	116
5.4	Analyse des résultats	117
5.4.1	Vérification de l'équilibre du modèle	117
5.4.2	Résultats de l'analyse de rupture	118
5.4.2.1	Chargement n°1	118
5.4.2.2	Chargement n°2	121
5.4.2.3	Forces de l'accastillage et efforts locaux liés au poids du skipper	123
5.4.3	Résultats de l'analyse de flambement	124
CHAPITRE 6	FABRICATION DE LA COQUE	127
6.1	Conception et fabrication des moules	127
6.1.1	Choix du procédé de fabrication des moules de la coque	127
6.1.1.1	Les procédés de fabrication des moules pour les coques de bateaux	127
6.1.1.2	L'impression 3D à grande échelle	129
6.1.1.3	Le robot d'impression et d'usinage CEAD AM Flexbot	133
6.1.2	Conception et fabrication de l'outillage	134
6.1.2.1	Conception et stratégie d'impression adoptée	134
6.1.2.2	Fabrication des moules	137
6.2	Infusion des pièces	141
6.3	Découpe et ajustement de la structure interne	146
6.4	Assemblage et finition	148
CHAPITRE 7	ANALYSE DE CYCLE DE VIE	155
7.1	Méthode de l'ACV	155
7.2	Bilan de l'ACV pour la coque de Rafale IV	156
CONCLUSION	161
RECOMMANDATIONS	163
ANNEXE I	CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL DE RAFALE IV	165
ANNEXE II	DONNÉES POUR LE CALCUL DES CAS DE CHARGEMENT	167
ANNEXE III	MODÉLISATIONS EMPLOYÉES POUR LE CALCUL DES FORCES DANS LE DVPP	169
ANNEXE IV	DONNÉES ET COURBES DES ESSAIS MÉCANIQUES SUR LE COMPOSITE LIN / ELIUM®	173

ANNEXE V	COURBES DES ESSAIS DE RUPTURE D'INSERTS	177
ANNEXE VI	MISE EN PLAN DE LA COQUE.....	181
ANNEXE VII	CARTES MATÉRIAUX UTILISÉS DANS LA MEF	183
ANNEXE VIII	ÉCHANTILLONNAGE DE LA COQUE.....	185
ANNEXE IX	ANALYSES DE DÉTAIL PAR ÉLÉMENTS FINIS	189
ANNEXE X	RAPPORTS D'ANALYSE DES SCANS 3D DU MOULE DE CARÈNE	193
	LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	201

LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 1.1	Règles de la classe International Moth	4
Tableau 1.2	Grille de notation du <i>SuMoth</i>	10
Tableau 2.1	Estimation statique des efforts en régime de vol	23
Tableau 2.2	Influence de la surface du foil principal sur le décollage du Moth.....	41
Tableau 2.3	Bilan des forces externes et internes dans le cas de navigation critique....	54
Tableau 3.1	Données pour les fibres les plus répandues	59
Tableau 3.2	Données pour quelques résines	60
Tableau 3.3	Émissions de GES liées à la production de fibres et résines.....	66
Tableau 3.4	Modes de rupture des éprouvettes de traction lin / Elium®	75
Tableau 3.5	Résultats des essais mécaniques sur le composite lin / Elium®	76
Tableau 3.6	Observations de l'influence de l'espacement des <i>bleeder holes</i> dans l'âme.....	78
Tableau 3.7	Résultats des tests de pelage	80
Tableau 3.8	Résultats des tests d'arrachement d'inserts.....	83
Tableau 3.9	Résultats des tests de cisaillement d'inserts	85
Tableau 4.1	Placement des éléments du voilier Rafale IV	102
Tableau 5.1	Forces et moments sur le noeud esclave du <i>sky-hook</i>	118
Tableau 5.2	Facteurs critiques de flambement	124

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Moth à foils (Martina Orsini).....	5
Figure 1.2	Le Moth à foils et ses composants	6
Figure 1.3	Système d' <i>hydrofoils</i> de l'International Moth.....	6
Figure 1.4	Schématisation du hale-bas (gauche) et du cunningham (droite) sur un dériveur Laser	7
Figure 1.5	Rafale 3.5 sur le lac de Garde en Italie	9
Figure 2.1	Thonier à voile « La Nébuleuse ».....	14
Figure 2.2	Allures à la voile	15
Figure 2.3	Schématisation du triangle des vitesses	16
Figure 2.4	Schématisation de l'angle de dérive d'un voilier	16
Figure 2.5	Gîte, tangage et lacet sur un voilier	17
Figure 2.6	Représentation schématique des forces appliquées sur le Moth en navigation ((a) vue tribord, (b) vue de dessus, (c) vue de face).....	18
Figure 2.7	Schématisation des charges internes.....	19
Figure 2.8	Enfournement (à gauche) et dessalage (à droite).....	21
Figure 2.9	Skipper ressalant un Moth à foils.....	21
Figure 2.10	Schéma en coupe du poids et de la poussée d'Archimède	26
Figure 2.11	Forces sur la voile	27
Figure 2.12	Installation pour mesurer le fardage	29
Figure 2.13	Données récoltées avec un angle d'amure de 96° et un angle de dérive de 4°	29
Figure 2.14	Calcul de la résistance résiduelle	31

XVIII

Figure 2.15	Traînée d'une coque d'International Moth	32
Figure 2.16	Spray généré par la dérive.....	36
Figure 2.17	Polaire pour un Moth à foils avec $V_{réel} = 5 \text{ m.s}^{-1}$	39
Figure 2.18	Architecture générale du DVPP codé sur Matlab.....	45
Figure 2.19	Exemple de courbes polaires obtenues avec le DVPP.....	50
Figure 2.20	Comparaison des courbes polaires selon la surface de voilure.....	51
Figure 2.21	Influence de la position du CG du bateau sur la zone utilisée par le skipper (pour un vent de 12 nds et un foil à $x=1875 \text{ mm}$).....	52
Figure 2.22	Tracé de l'évolution des forces selon l'axe X en fonction du temps	53
Figure 3.1	Constitution d'un composite de type sandwich.....	61
Figure 3.2	Schéma de l'installation pour une infusion sous vide	63
Figure 3.3	Méthode d'assemblage de cloisons sandwich	64
Figure 3.4	Graphe 3D des indices de performances des fibres sèches.....	68
Figure 3.5	Graphe 3D des indices de performance des résines.....	69
Figure 3.6	Infusion d'une plaque de composite à fibre de lin	73
Figure 3.7	Jauge de déformation câblée (à gauche) / Ensemble des éprouvettes équipées (à droite).....	74
Figure 3.8	Éprouvette et extensomètre (gauche), banc de traction (droite)	74
Figure 3.9	Courbes de traction pour les éprouvettes lin/Elium® à 0°	76
Figure 3.10	Parcours de la résine pour l'infusion d'une plaque sandwich.....	78
Figure 3.11	Amorçage volontaire de la fissure avec une lame	80
Figure 3.12	De gauche à droite: Rotaloc $\varnothing 23$, Rotaloc $\varnothing 38$, Insert en T $\varnothing 20$	82
Figure 3.13	A gauche : Montage avant mise en traction, au milieu et à droite : allure de l'éprouvette recto-verso après rupture pour un insert Rotaloc $\varnothing 23\text{mm}$	83

Figure 3.14	Éprouvette de test de cisaillement d'insert.....	84
Figure 3.15	Zone du point de fixation des poulies de renvoi.....	86
Figure 3.16	Éprouvette de test n°2.....	87
Figure 3.17	Éprouvette de test n°2 dans le montage de traction.....	88
Figure 3.18	Courbes des essais de résistance du point d'ancrage des poulies de renvoi.....	88
Figure 4.1	Squelette de la carène.....	91
Figure 4.2	Carène de rafale IV.....	92
Figure 4.3	Section au maître-bau de la coque.....	93
Figure 4.4	Pont et carène de Rafale IV.....	93
Figure 4.5	Ligne de flottaison avec un skipper de 70 kg.....	94
Figure 4.6	Plan d'accastillage.....	95
Figure 4.7	Schématisation (non-exhaustive) des forces sur la coque et des zones sous charge associées pour un voilier.....	97
Figure 4.8	« <i>Strong-cross</i> » et efforts associés.....	98
Figure 4.9	Schéma récapitulatif des forces appliquées sur la coque.....	99
Figure 4.10	Schéma des zones principales de chargement de la coque du Moth.....	100
Figure 4.11	Situation où le skipper doit se déplacer plus loin que les échelles pour assurer l'équilibre.....	101
Figure 4.12	Structure interne.....	103
Figure 5.1	Vue en coupe du maillage de la structure de la coque et détail du maillage autour du pied de mât.....	110
Figure 5.2	Éléments rigides RBE2 vs RBE3.....	111
Figure 5.3	Disposition des plis pour le laminé de la carène.....	112
Figure 5.4	Vue en coupe du modèle éléments finis de la coque soumise au chargement n°1.....	116

Figure 5.5	Vue en coupe du modèle éléments finis de la coque soumise au chargement n°2117
Figure 5.6	Indice de rupture pour le cas de chargement n°1 : vue bâbord (a), bâbord en coupe (b), du dessus (c), du dessous (d), de détail (f) et échelle (e).....121
Figure 5.7	Indice de rupture pour le cas de chargement n°2 : vue bâbord (a), bâbord en coupe (b), du dessus (c), du dessous (d), de détail (f) et échelle (e).....123
Figure 5.8	Déplacements en flambement pour le mode 1 et le chargement n°1125
Figure 6.1	Moule du <i>EcoFoiler</i> dans un centre d'impression / usinage.....129
Figure 6.2	Données sur la production de pièces plastiques.....130
Figure 6.3	Schéma de l'apparition du <i>warping</i>132
Figure 6.4	Test d' <i>overhang</i> en imprimant une boîte avec un surplomb croissant (gauche) et impression à 45° du quart arrière-bâbord du moule de carène (droite)133
Figure 6.5	Robot CEAD AM Flexbot et son environnement.....134
Figure 6.6	Moule de carène.....135
Figure 6.7	Stratégie de découpage du moule de carène pour l'impression135
Figure 6.8	Méthode de calcul de la surépaisseur d'usinage.....136
Figure 6.9	Moule du pont.....137
Figure 6.10	Surépaisseurs d'usinage (en mm) pour le moule bâbord-arrière de carène139
Figure 6.11	Moule de carène après collage.....140
Figure 6.12	Moule de carène apprêté et prêt à l'utilisation.....141
Figure 6.13	Montage d'infusion d'une cloison142
Figure 6.14	Méthode d'assemblage des mousses143

Figure 6.15	Mise en place des plis de renfort et de l'âme pour la carène ((a) premier pli $\pm 45^\circ$, (b) premier pli UD, (c) âme en mousse, (d) dernier pli $\pm 45^\circ$).....	143
Figure 6.16	Placement des consommables (a), tirage du vide (b) et infusion de la résine Elium® (c).....	144
Figure 6.17	Carène après démoulage	145
Figure 6.18	Placement des plis (à gauche) et pièce démoulée (à droite) pour le pont.....	146
Figure 6.19	Placement des plis de carbone pour le puits de dérive.....	146
Figure 6.20	Découpe CNC des cloisons en lin.....	147
Figure 6.21	Ajustement des cloisons (à gauche) et ajout du point d'attache sur le pied de mât (à droite)	148
Figure 6.22	Collage des cloisons en lin (à gauche) et renforcement des joints par stratification contact (à droite).....	149
Figure 6.23	Placement des inserts dans le pont.....	150
Figure 6.24	Collage des équerres (à gauche) et coque assemblée (à droite).....	151
Figure 6.25	Coque de Rafale IV après finition	152
Figure 6.26	Moth assemblé sans les <i>hydrofoils</i>	153
Figure 6.27	Rafale IV en vol lors des premiers essais	154
Figure 7.1	Découpage du potentiel de réchauffement climatique du projet	159

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

2D	PMMA
3D	Deux dimensions
ACV	Trois dimensions
ASTM	Analyse de cycle de vie
CAO	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CCHST	Conception assistée par ordinateur
CFD	Centre canadien d'hygiène et de sécurité au travail
CG	<i>Computational fluid dynamics</i>
CNC	Centre de gravité
DVPP	<i>Computer numerical control</i>
ETS	<i>Dynamic velocity prediction program</i>
FAO	École de Technologie Supérieure
GES	Fabrication assistée par ordinateur
IMCA	Gaz à effet de serre
ITTC	<i>International Moth Class Association</i>
MDF	<i>International Towing Tank Conference</i>
MEF	<i>Medium density fiberboard</i>
MEKP	Modélisation par éléments finis
MMA	Peroxyde de méthyléthylcétone
MS360	Méthacrylate de méthyle
PET	<i>MarineShift360</i>

Poly(téréphtalate
d'éthylène)

Poly(méthacrylate de
méthyle)
PTFE

PVC

SAN

SM\$

STEP

UD

UV

VPP

WWFE

Polytétrafluoroéthylène

Poly(chlorure de vinyle)

Styrène-acrylonitrile

SuMoth dollar

STandard for the Exchange of Product model data

Unidirectionnel

Ultraviolet

Velocity prediction program

World Wide Failure Exercise

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Variables et constantes grecques

γ_{f1}	Facteur de déviation dynamique des chargements
γ_{f2}	Facteur d'erreur d'estimation des chargements
γ_{m1}	Facteur de déviation des propriétés matériaux
γ_{m2}	Facteur de déviation lié aux défauts de fabrication
γ_n	Facteur de risques économiques ou de santé
Δ	Déplacement [kg]
ε	Déformation
θ_{app}	Angle du vent apparent [°]
$\theta_{contre-g\hat{a}te}$	Angle de contre-g\hat{a}te [°]
$\theta_{d\acute{e}rive}$	Angle de d\acute{e}rive [°]
θ_{ech}	Angle des échelles [°]
$\theta_{e,XZ}$	Angle de l'étai dans le plan XZ [°]
θ_{hb}	Angle du hale-bas [°]
$\theta_{h,XZ}$	Angle d'un hauban dans le plan XZ [°]
$\theta_{h,YZ}$	Angle d'un hauban dans le plan YZ [°]
$\theta_{r\acute{e}el}$	Angle du vent réel [°]
λ	Angle d'attaque [°]
λ_{cr}	Facteur limite de flambement
ν	Coefficient de Poisson
ν_{air}	Viscosité cinématique de l'air [m ² . s ⁻¹]
ν_{eau}	Viscosité cinématique de l'eau [m ² . s ⁻¹]
ρ_{air}	Masse volumique de l'air [kg. m ⁻³]
ρ_{eau}	Masse volumique de l'eau [kg. m ⁻³]
σ	Contrainte normale [MPa]
τ	Contrainte de cisaillement [MPa]

Variables et constantes latines

a_1	c
a_2	C_D
a_3	Hauteur pied de mât / pont [m]
$A\%$	Distance pied de mât / fixation étai [m]
AR	Distance verticale pied de mât / fixation étai [m]
b	Allongement à rupture [%]
b_1	<i>Aspect Ratio</i>
b_2	Envergure [m]
b_3	Hauteur barre de flèche [m]
b_4	Avancée barre de flèche [m]
b_c	Recul barre de flèche [m]

Demi- largeur barre de flèche [m] Largeur coque au maître bau [m] Corde [m] Coefficient de traînée C_L D e E f_s F g G h h_c $h_{CoE,v}$ h_{der} h_{skip} h_{vol} l_c l_{ech} L m m_{bat} m_{coque} m_{skip} m_{tot} M P Re R_m S S t T V V_{app}	V_{bat} V_{depl} $V_{réel}$ X_{f1} X_{f2} $X_{CoE,v}$ X_{skip} X_C X_T Y_C Y_T Coefficient de portance Force de traînée [N] Nombre d'Oswald Module de Young [GPa] Facteur de sécurité Force [N] Constante de gravitation universelle [$m \cdot s^{-2}$] Module de cisaillement [GPa] Profondeur du foil / surface [m] Hauteur de la coque [m] Hauteur du centre d'effort de la voile [m] Hauteur de la dérive [m] Taille du skipper [m] Hauteur de vol [m] Longueur de la coque [m] Longueur d'une échelle [m] Force de portance [N] Masse [kg] Masse du bateau [kg] Masse de la coque [kg] Masse du skipper [kg] Masse totale [kg] Moment [N.m] Poids [N] Nombre de Reynolds Résistance mécanique [MPa] Résistance en cisaillement [MPa] Surface [m^2] Épaisseur d'un profil [m] Force de tension [N] Vitesse [$m \cdot s^{-1}$]
---	--

Vitesse du vent apparent [m. s ⁻¹]	Vitesse du vent réel [m. s ⁻¹] Position du foil de dérive [m] Position du foil de safran [m] Position longitudinale du centre d'effort de la voile [m]
Vitesse du bateau [m. s ⁻¹]	Position longitudinale du skipper [m] Contrainte à rupture en compression longitudinale [MPa] Contrainte à rupture en traction longitudinale [MPa]
Volume d'eau déplacé [m ³]	Contrainte à rupture en compression transversale [MPa] Contrainte à rupture en traction transversale [MPa]

XXVII

Variables de positionnement

B	Centre de flottaison
CoE _v	Centre d'effort de la voile
G _{bat}	Centre de gravité du bateau
G _{skip}	Centre de gravité du skipper

Autres

K	Matrice de rigidité
{df}	Vecteur force infinitésimale
{du}	Vecteur déplacement infinitésimal

Unités de mesure

°	Degré
°C	Degré Celsius
<i>fps</i>	Pieds par seconde
kg	Kilogramme
<i>lb</i>	Livre
m	Mètre
<i>nds / kts</i>	Nœuds
N	Newton
Pa	Pascal
s	Seconde

INTRODUCTION

Actuellement parmi les dériveurs les plus performants en régate, le Moth est un petit voilier de onze pieds qui répond aux règles de la classe International Moth. Celles-ci étant volontairement souples afin d'encourager les innovations, ces navires sont passés en moins d'un siècle de fines coques en bois dotées d'une voile triangulaire simple à des modèles entièrement en fibre de carbone ultralégers capables de voler au-dessus de l'eau grâce à des *hydrofoils* leur permettant d'atteindre des vitesses plus de deux fois supérieures à celle du vent. L'augmentation d'année en année des vitesses atteignables par les Moths est directement corrélé à l'apparition de matériaux très performants comme le composite carbone-époxy.

Cependant, les enjeux climatiques actuels et les politiques de préservation de l'environnement poussent l'industrie navale à se renouveler et à proposer des voiliers à empreinte écologique réduite. En effet, la grande majorité de ceux-ci est construite en matériaux composites non recyclables très difficiles à revaloriser en fin de vie. De plus, certains matériaux comme la fibre de carbone sont très énergivores à produire et ont donc un gros impact sur le bilan des émissions de CO₂ des voiliers performants. C'est la raison pour laquelle on voit émerger peu à peu l'utilisation de matériaux composites biosourcés ou recyclables dans cette industrie.

Afin d'encourager cette tendance, Le *SuMoth* (contraction de *Sustainable Moth*) *challenge* a été créé en 2020. Il s'agit d'une compétition durant laquelle s'affrontent des prototypes de Moths à foils conçus et fabriqués par des étudiants avec un objectif de minimisation de l'empreinte environnementale. L'association de cette classe de voiliers performants et des contraintes écologiques fournit une base très propice au développement de technologies nouvelles et permet de sensibiliser les futurs acteurs de l'industrie nautique à l'adoption de méthodes durables. C'est dans ce cadre qu'est né le projet présenté dans ce mémoire ayant pour objectifs la conception et la fabrication d'une coque de dériveur Moth à faible empreinte

carbone. Il s'inscrit dans le projet de construction du nouveau prototype Rafale IV du club étudiant Rafale ETS pour la participation au *SuMoth challenge*.

Le présent mémoire est articulé en sept chapitres. Premièrement, le dériveur Moth et ses caractéristiques principales sont présentés puis le positionnement du projet est expliqué. Ensuite, le second chapitre traite du calcul des cas de chargement à partir de la revue des principes de la navigation à la voile et des forces en jeu. Troisièmement, le choix et la validation des matériaux utilisés pour la fabrication sont détaillés. Puis, au chapitre quatre, la conception de la forme externe et de la structure interne de la coque sont abordés et suivis, au chapitre cinq, de l'analyse par éléments finis de la structure complète ayant pour but de dimensionner les stratifiés. Le sixième chapitre présente la fabrication des moules et de la coque de Rafale IV. Enfin, l'analyse de cycle de vie et son bilan sont abordés afin d'évaluer l'impact écologique du projet.

Les travaux de revue de littérature présentés dans ce mémoire sont volontairement placés au début des chapitres ou parties correspondant(e)s. En effet, à cause de l'aspect pluridisciplinaire de ce projet, cela est jugé plus pertinent afin de faciliter la lecture.

CHAPITRE 1

MISE EN CONTEXTE ET POSITIONNEMENT DU PROJET

Dans ce premier chapitre, une revue de littérature est présentée afin d'introduire au lecteur les spécificités du dériveur Moth. Le positionnement de ce projet s'inscrivant dans le cadre d'un club étudiant de l'École de technologie supérieure (ETS) y est ensuite abordé.

1.1 Revue de littérature : le dériveur Moth

Cette première section présente les composants et le fonctionnement du dériveur Moth nécessaires à la compréhension de ce mémoire.

1.1.1 La classe International Moth

Historiquement, la classe International Moth est née de l'union de deux classes de dériveurs qui se sont développées séparément sur deux continents différents.

D'un côté, le premier dériveur de type Moth est né des mains de Len Morris en 1928 en Australie (IMCA, 2015a). Il y construisit, non loin de Melbourne, un petit dériveur de onze pieds à fond plat avec une unique voile de 80 pieds carrés destiné à naviguer dans l'anse d'Anderson située à Inverloch. Il nomma le bateau « *Olive* » (IMCA, 2015b). Ce nouveau concept fonctionnant bien, il construisit deux bateaux similaires, « *Whoopee* » et « *Flutterby* ». Ainsi naquit le club nautique d'Inverloch et la classe *Inverloch Eleven Footer*, avec la particularité de ne pas avoir de règles trop restrictives afin de favoriser le développement.

De l'autre, en 1929 à Atlantic City aux États Unis, le capitaine Van Sant créa le dériveur Moth américain avec son « *Jumping Juniper* ». En découla la classe de développement

National Moth Boat Association en 1932 qui se renomma rapidement *International Moth Class Association* (IMCA) à cause de l'intérêt grandissant pour la classe autour du globe.

En 1933, grâce à la publication d'un article sur le dériveur Moth dans un magazine américain, les Australiens s'aperçurent des similarités entre les deux classes et adoptèrent « Moth » comme nom de leur classe pour la facilité de prononciation. Pour autant, les réglementations australienne et américaine restèrent différentes durant encore trente années durant lesquelles de nouvelles classes similaires apparurent, notamment en Europe. C'est seulement en 1972 que l'unification des règles eut lieu et que les classes se regroupèrent sous le nom de « *International Moth Class Association* » (IMCA), avec l'adoption du papillon comme logo.

Les règles de la classe sont résumées dans le Tableau 1.1. Celles-ci étant volontairement souples pour encourager le développement, le dériveur Moth est passé d'un bateau fin et lourd en bois avec une voile en coton aux dériveurs à foils ultra performants de nos jours pouvant naviguer à des vitesses de pointe supérieures à trente nœuds (Boegle, Hansen, & Hochkirch, 2012) tels qu'on peut le voir sur la Figure 1.1.

Tableau 1.1 Règles de la classe International Moth
Tiré de International Sailing Federation (2015)

Longueur hors tout maximale de la coque	3.355 m
Largeur maximale	2.250 m
Longueur maximale du mât	6.250 m
Hauteur maximale de la voile	5.185 m
Surface maximale de voilure	8.25 m ²
Interdictions	Sièges mobiles ou amovibles, trapèzes, multicoques, planches à voile.
Masse	Non restreinte



Figure 1.1 Moth à foils (Martina Orsini)
Tirée de We Are Foiling (2023)

1.1.2 Le Moth à foils

Le Moth à foils est donc un type de dériveur qui respecte les règles de la classe *International Moth*. Il s'agit d'un bateau très exigeant à naviguer, ce qui en fait le support d'entraînement de prédilection des skippers de compétition comme ceux de la coupe de l'America ou du *Sail GP*.

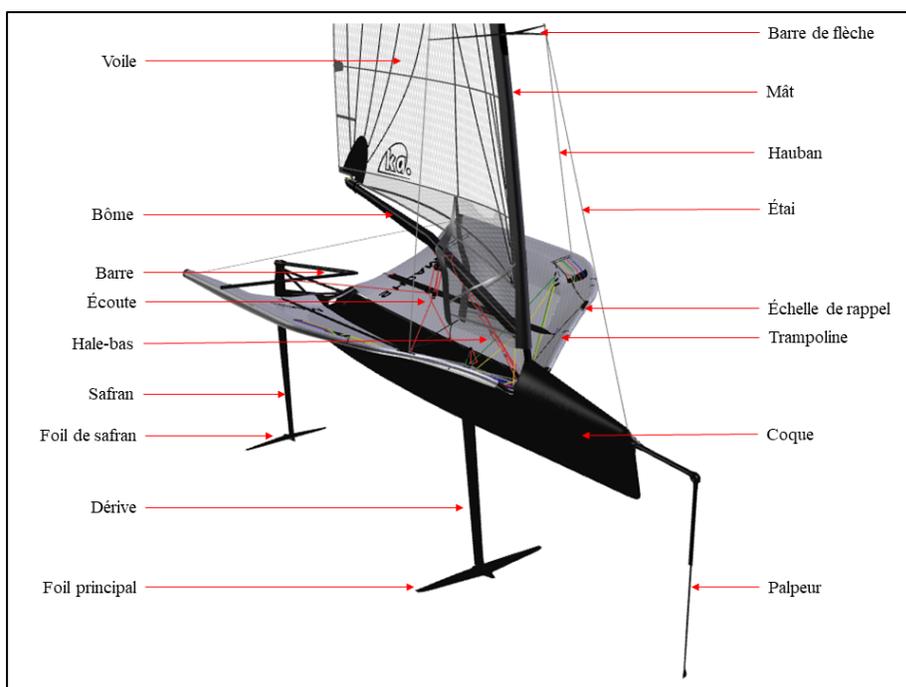


Figure 1.2 Le Moth à foils et ses composants

Ce voilier très léger (environ 50 kg), dont les composants sont pointés et nommés en Figure 1.2, se caractérise par une coque étroite pour limiter la traînée hydrodynamique, une unique voile à cambrures dont la technologie est très proche de celles des voiles de *windsurf*, des « échelles » de rappel pour permettre au skipper de contrer la gîte générée par la voile et un système d'*hydrofoils* à régulation de hauteur mécanique. Ce dernier, imaginé par John et Garth Illet en Australie, est représenté par la Figure 1.3.

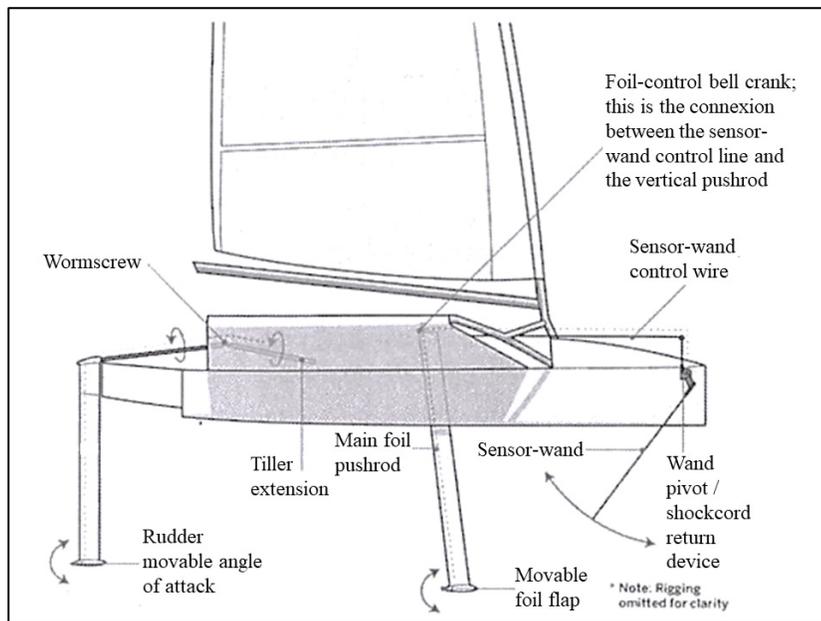


Figure 1.3 Système d'*hydrofoils* de l'International Moth
Adaptée de Boegle et al. (2012)

Une tige pivotante appelée palpeur (*wand* en anglais) placée au nez du bateau vient par frottements se placer au niveau de la surface de l'eau lors de la navigation. Son angle rend alors compte de la hauteur de vol et transmet mécaniquement cette information au foil de la dérive (*main foil*). Celui-ci adapte alors sa portance en direct à l'aide d'une ailette mobile placée sur son bord de fuite : le flap. Ce système dispose de réglages permettant d'adapter la hauteur de vol, la portance et la sensibilité selon les conditions et le skipper. Le foil du safran (*rudder*) a lui aussi une incidence réglable à l'aide d'un système de vis sans fin activé en

tournant la barre selon son axe longitudinal. Cela permet de gérer l'assiette du dériveur en vol.

Une autre particularité de ce support est la nécessité d'avoir une voile très plate lors de la navigation pour en tirer le maximum de puissance et minimiser les frottements. Cela se fait grâce à deux systèmes de poulies : le hale-bas et le cunningham. Le premier, à gauche sur la Figure 1.4, sert à abaisser la bôme vers le pont et ainsi tirer le bas de la voile vers celui-ci. Le second (à droite), en tendant la base de la voile, modifie la cambrure du mât et permet ainsi de moduler la position du creux dans la voilure tout en l'aplatissant.

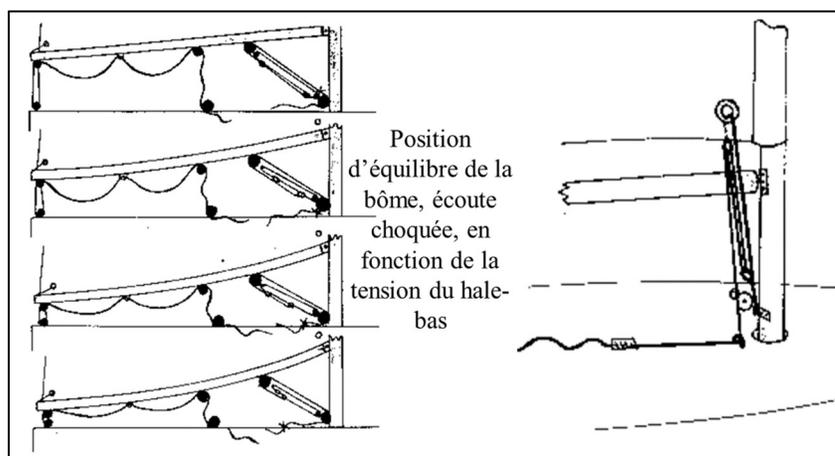


Figure 1.4 Schématisation du hale-bas (gauche) et du cunningham (droite) sur un dériveur Laser
Adaptée de Francelaser (s.d.)

Il existe aujourd'hui une poignée de constructeurs de Moths à foils tels que Mach2 (Australie), *Maguire boats* (Angleterre), *Mackay boats* (Nouvelle Zélande), etc. Ce sont des bateaux très dispendieux produits sur demande en petite série et dont la fabrication est artisanale. Il y a donc peu de documentation technique disponible dans la littérature et sur le net à leur sujet.

1.2 Le projet Rafale IV

La coque de dériveur qui est l'objet de ce mémoire fait partie intégrante du projet de construction du voilier Rafale IV. Il s'agit d'un prototype construit par des étudiants dans le but de concourir au *SuMoth challenge*. Cette section récapitule le contexte de ce projet.

1.2.1 Le club étudiant Rafale ETS

Le club étudiant Rafale ETS est un club scientifique de l'École de technologie supérieure de Montréal regroupant actuellement une vingtaine de participants. Anciennement connu sous le nom Rafale Class-C, il a vu le jour en 2013 dans le but de participer à la *Little-Cup*, petite sœur de la coupe de l'Amérique, en 2015. Un premier catamaran à foils de type class-C (Rafale I) a donc été intégralement conçu et fabriqué par les étudiants du club et a participé à cette compétition. Puis sa version améliorée, Rafale II, a suivi pour la participation à la *Miami Foiling Week* en 2018.

L'arrêt de la compétition *Little-Cup*, rassemblement principal pour la catégorie class-C, a contraint le club Rafale à prendre un tournant en 2019. À la suite d'une réflexion au sein du club et avec l'ETS, celui-ci s'est lancé comme nouvel objectif de participer au *SuMoth challenge*. Les années 2021 et 2022 ayant été perturbées par la pandémie COVID-19, c'est seulement en 2022 que Rafale a pu concourir à cette compétition lors de la *Foiling Week* en Italie avec son tout nouveau Moth à foils à faible empreinte carbone : Rafale III. Motivée par cette expérience et par sa troisième place sur le podium, l'équipe a souhaité poursuivre l'aventure et participer aux compétitions suivantes. Elle a donc concouru avec une version améliorée de Rafale III (qui est représenté sur la Figure 1.5) au *SuMoth challenge 2023* et concourra, prochainement, avec le tout nouveau dériveur Moth Rafale IV dont la conception et la fabrication de la coque est abordée dans le présent document.



Figure 1.5 Rafale 3.5 sur le lac de Garde en Italie

1.2.2 Le *SuMoth challenge*

Le *foiling SuMoth* (contraction de « *Sustainable Moth* ») *challenge* est une compétition étudiante née de la dynamique actuelle de la voile de compétition dans le monde, à savoir, la volonté de concevoir et de produire des voiliers plus durables et plus efficaces en ayant des méthodes de fabrication cohérentes avec les enjeux climatiques actuels. Ainsi, cela sensibilise les étudiants des équipes participantes à des pratiques durables dans la logique « 3R » : Réduire, Réutiliser, Recycler.

La compétition est divisée en trois étapes dont les jalons et le poids dans le classement sont détaillés dans le Tableau 1.2. La première (la plus importante dans la notation) consiste à concevoir un dériveur Moth respectant les contraintes de la jauge IMCA, mais aussi ayant une empreinte écologique minimale, dont il est rendu compte à l'aide d'une analyse de cycle de vie (ACV). La seconde consiste en la fabrication du bateau et le test de ses performances sur l'eau. Cela passe par des rapports de fabrication, des mesures pour prouver la conformité du bateau à la jauge et des relevés d'essais réels rendant compte des capacités du dériveur. Enfin, la dernière étape se déroule lors de la *Foiling Week* se tenant annuellement en Italie. Il s'agit d'un grand rassemblement de pratiquants de sports nautiques sur *hydrofoils* (catamaran, Moth, *kitefoil*, *wingfoil*, etc.) s'organisant autour de trois piliers fondamentaux : accessibilité, durabilité et sécurité. Il s'y tient notamment une étape du championnat du

monde de Moth à foils. A cette occasion, les bateaux des équipes participantes du *SuMoth challenge* s'affrontent lors de plusieurs régates. Chaque étape de la compétition est évaluée.

Tableau 1.2 Grille de notation du *SuMoth*
Adapté de SuMoth (2024)

Étape	Conception (500 pts)	Fabrication et performance (300 pts)	Course (200 pts)
Détail des notations	Rapport de conception (50pts) Présentation (50pts) Eco Conception (100pts) Conception d'ingénierie (100pts) Innovation (100pts) Communications (100pts) Vote populaire (50pts) Points bonus (25pts)	Performance (150pts) Rapport de fabrication (150pts)	Régate (100pts) <i>Fairplay</i> (100pts)

Pour un souci d'équité et de facilité à juger l'impact écologique des voiliers, chaque équipe dispose pour le projet du même budget (s'élevant à 10000 SM\$) établi à l'aide d'une monnaie fictive créée pour la compétition : le *SuMoth dollar* (SM\$). Une table des coûts standardisés pour chaque élément utilisé pour la fabrication ou l'accastillage du bateau est fournie par les organisateurs. L'idée étant de pénaliser l'utilisation de matériaux polluants et non durables. Ainsi, par exemple, l'utilisation d'un kilogramme de fibre de carbone haut module coûte 250 SM\$ alors que la même quantité de fibre de lin en coûte zéro. L'utilisation de ce budget est présentée par les équipes dans le rapport de conception et des pénalités s'appliquent s'il est dépassé.

1.2.3 Cahier des charges du voilier Rafale IV

Compte tenu des règles de la classe *International Moth*, des règles du *SuMoth challenge* et de l'expérience passée du club en termes de Moths à foils, il est possible de dresser le cahier des charges fonctionnel du voilier Rafale IV afin de guider les travaux de conception. Le tableau des divers critères et fonctions énumérés ainsi que le graphe des interacteurs associé sont consultables en ANNEXE I. Selon les éléments principaux de ce tableau, le bateau doit :

- Pouvoir naviguer en flottant, en volant sur les foils et se diriger sur un plan d'eau peu à moyennement agité dans des conditions de vent allant de 8 à 16 nœuds établis.
- Posséder tous les systèmes de réglages de la voile et des foils permettant d'adapter la navigation aux conditions.
- Respecter la jauge de la classe et être insubmersible avec un skipper de 85 kg.
- Être accessible pour un skipper de niveau moyen à élevé et être réparable.
- Avoir un impact CO₂ équivalent inférieur à 2000 kg pour la fabrication.

CHAPITRE 2

ÉTUDE DES CHARGEMENTS APPLIQUÉS SUR LA COQUE

Afin de dimensionner la coque d'un voilier, il est nécessaire de connaître les cas de chargement auxquels celle-ci sera soumise. Cela passe par la connaissance des situations de navigation, le listage des forces appliquées au navire dans ces différentes situations et enfin l'estimation de leurs valeurs. Ce chapitre traite ces différentes étapes dans l'ordre en proposant deux approches pour le calcul des charges.

2.1 Revue de littérature : physique de la navigation à la voile sur un Moth

Avant de se plonger dans les cas de chargement du Moth, il est nécessaire de comprendre les principes de base de la navigation à la voile. Cela permet de mieux appréhender les modélisations employées pour le calcul des forces auxquelles est soumis le dériveur.

2.1.1 Principe de la navigation à la voile

Inventée par l'homme il y a des milliers d'années, la navigation à la voile est, pour un bateau, le fait d'évoluer à l'aide de l'énergie fournie par le vent. En utilisant une voile montée sur un mât vertical, le navire se sert des forces générées par l'écoulement du vent autour de celle-ci pour avancer. Le nombre de voiles peut varier ainsi que le nombre de coques. Le cap du bateau à voile est maintenu à l'aide d'appendices immergés fixés sous la coque : une dérive (pour un dériveur) ou quille lestée (pour un quillard) pour limiter la dérive du bateau et un safran pivotant actionné par le skipper pour maîtriser la direction. La Figure 2.1 représente un voilier anciennement utilisé pour la pêche au thon.



Figure 2.1 Thonier à voile « La Nébuleuse »

2.1.2 Les allures et manœuvres sur un voilier

L'allure d'un bateau à voile est le terme employé pour décrire son orientation par rapport au vent lors de la navigation. La Figure 2.2 nomme les différentes allures possibles. L'objectif étant souvent d'atteindre la vitesse maximale quelle que soit l'allure adoptée, on règle les voiles de manière à ce que l'angle d'incidence du vent par rapport à celles-ci engendre la force permettant de faire avancer le navire la plus grande possible. Ainsi, lorsque l'on est au près, on « borde » les voiles au maximum. Puis on les relâche petit à petit lorsqu'on s'éloigne du vent (travers, puis large, puis vent arrière). S'éloigner du vent est appelé « abattre », s'en rapprocher est appelé « lofer ». Il est impossible pour un voilier de se déplacer directement face au vent car la voile ne génère pas de force permettant d'avancer dans ce cas.

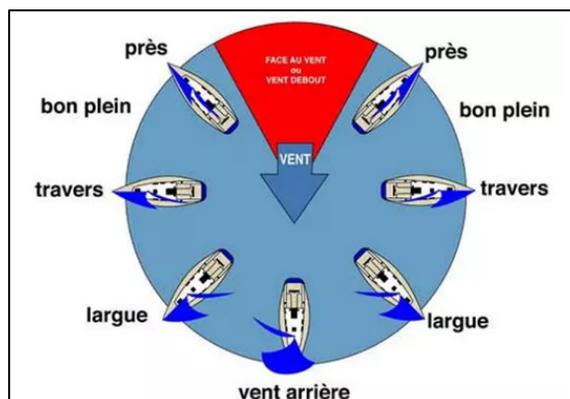


Figure 2.2 Allures à la voile
Tirée de Ricardou (2020)

Lorsque le vent arrive par le côté bâbord (gauche) du bateau, on dit qu'il navigue « bâbord amure ». Sinon, il navigue « tribord amure ». Afin de passer de bâbord amure à tribord amure ou inversement, il faut effectuer une manœuvre avec le voilier. On « vire de bord » lorsque l'avant du bateau passe au vent. Sinon, on « empanne » lorsque l'arrière passe au vent.

2.1.3 Vent réel et vent apparent

Afin de comprendre la navigation à la voile, il est nécessaire de maîtriser la notion de vent réel et de vent apparent. Ceci est d'autant plus vrai pour des bateaux rapides tels que les Moths.

La Figure 2.3 schématise la relation entre vent réel et vent apparent. Le vent réel est le vent (angle et vitesse) mesuré depuis le bateau à l'arrêt. C'est celui qui est donné par les prévisions météorologiques. Mais lorsque le bateau avance, un « vent vitesse » égal à l'opposé du vecteur vitesse du bateau est généré (selon $-X$). Celui-ci, ajouté au vent réel, crée le vent apparent. Ce dernier est le vent (angle et vitesse) véritablement perçu par les voiles lorsque le bateau est en mouvement. On règle leur incidence par rapport à ce vent apparent et non au vent réel. Ainsi, plus le bateau avance vite, plus la vitesse du vent apparent augmente, et plus le bateau peut continuer à accélérer jusqu'à un certain équilibre avec les frottements

généérés. Cela permet d'expliquer pourquoi certains bateaux comme les Moths peuvent se déplacer à des vitesses deux fois supérieures à la vitesse du vent réel.

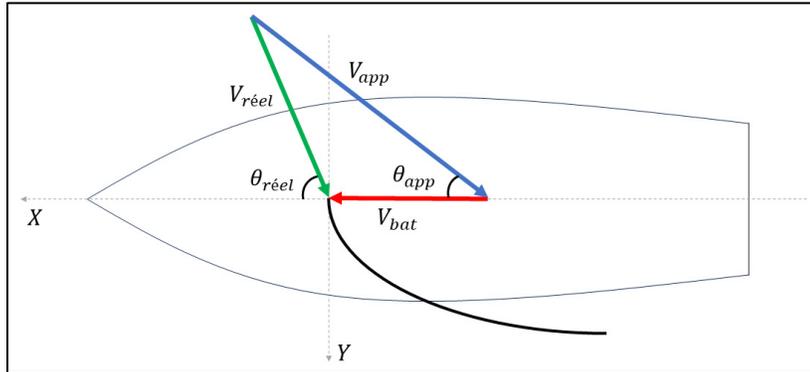


Figure 2.3 Schématisation du triangle des vitesses

2.1.4 Le phénomène de dérive

La force vélique (résultante des forces de pression sur la voile, appliquée au centre de poussée vélique), puisqu'elle comporte une composante selon l'axe Y, pousse le bateau dans cette direction. On appelle cela la dérive. On définit l'angle de dérive $\theta_{\text{dérive}}$ comme étant l'angle entre le vecteur vitesse véritable du bateau et la direction vers laquelle il pointe pour avancer. Celui-ci est représenté en Figure 2.4.

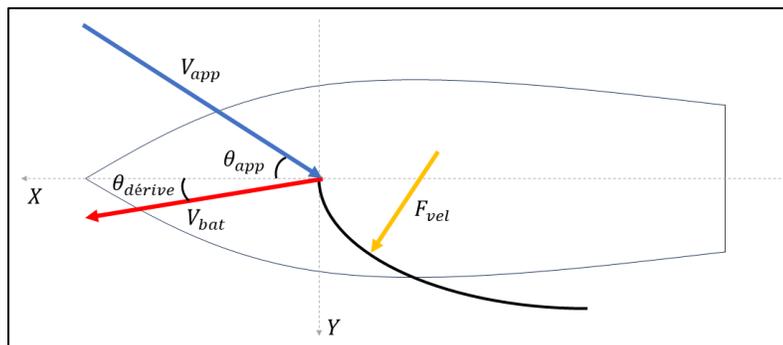


Figure 2.4 Schématisation de l'angle de dérive d'un voilier

Le phénomène de dérive doit être limité afin de maîtriser la trajectoire du navire et d'optimiser ses performances sur l'eau. Pour cela, on utilise des appendices immergés sous le bateau (quille/dérive) qui se servent des forces hydrodynamiques pour contrer la force de dérive.

2.1.5 Angles de gîte, de tangage et de lacet

Lors de la navigation, à cause de l'action des différentes forces sur celui-ci, un voilier adopte une certaine inclinaison, plus ou moins variable, par rapport au référentiel terrestre. La Figure 2.5 schématise ses trois principaux axes de rotation. Ainsi, lorsqu'il s'incline autour de l'axe X, on dit que le bateau « gîte ». Plus précisément, en se référant à la Figure 2.5 avec le vent s'engouffrant dans les voiles selon $+Y$, il « gîte » si l'angle d'inclinaison est négatif selon l'axe X, il « contre-gîte » sinon. L'inclinaison autour de l'axe Y est nommée le « tangage ». Enfin, celle autour de l'axe Z est appelée « lacet ».

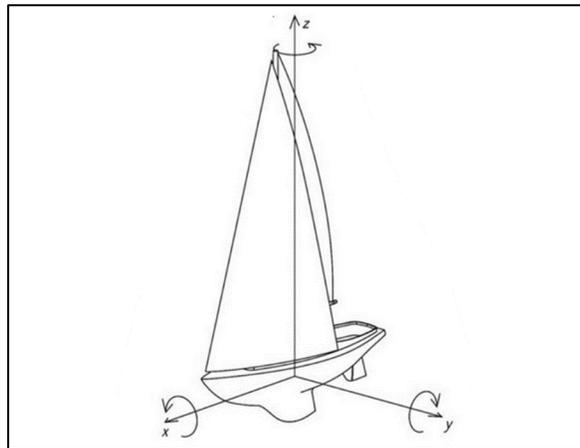


Figure 2.5 Gîte, tangage et lacet sur un voilier
Tirée de Fossati & Drayton (2009)

2.2 Forces appliquées sur un Moth en navigation

Lors de la navigation sur les foils, le Moth est soumis à diverses forces externes pouvant être réparties en trois catégories :

- Les forces de gravitation et la poussée d'Archimède
- Les forces aérodynamiques
- Les forces hydrodynamiques

Elles sont, dans leur ensemble, similaires à celles appliquées sur un voilier classique. Mais, puisque le Moth vole sur des foils en T, des forces de poussée et de traînée hydrodynamique s'ajoutent au niveau de ces appendices. Ces forces sont représentées schématiquement sur la Figure 2.6.

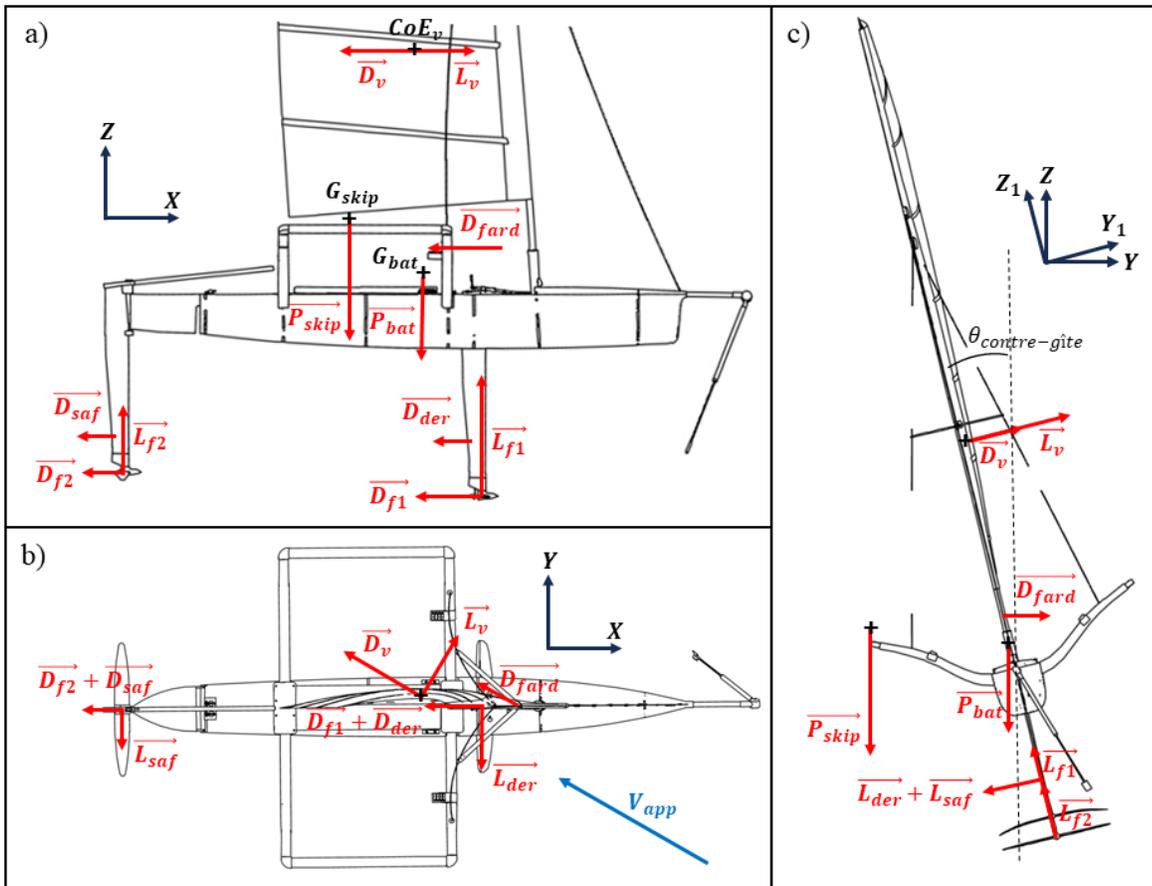


Figure 2.6 Représentation schématique des forces appliquées sur le Moth en navigation ((a) vue tribord, (b) vue de dessus, (c) vue de face)

Le voilier est représenté avec son repère $(\vec{X}_1, \vec{Y}_1, \vec{Z}_1)$ dans le repère terrestre $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$. Les poids du skipper et du bateau sont représentés en tant que \vec{P}_{skip} et \vec{P}_{bat} appliqués respectivement aux points G_{skip} et G_{bat} . La poussée d'Archimède n'est pas représentée ici car on considère le cas de navigation sur les foils qui est plus critique pour la structure. La voile génère une portance \vec{L}_v et une traînée \vec{D}_v en son centre d'effort CoE_v . Les frottements aérodynamiques des éléments non portants (haubans, échelles, coque, etc.) sont regroupés dans le fardage \vec{D}_{fard} . Les parties verticales des hydrofoils soumises à l'écoulement de l'eau créent chacune une composante de portance et de traînée notées respectivement \vec{L}_{der} et \vec{D}_{der} pour la dérive et \vec{L}_{saf} et \vec{D}_{saf} pour le safran. Il en est de même pour leurs parties horizontales avec \vec{L}_{f1} et \vec{D}_{f1} pour le foil de dérive et \vec{L}_{f2} et \vec{D}_{f2} pour le foil de safran.

Il est aussi important de prendre en considération les efforts internes au voilier. Ils sont principalement associés au prétensionnement du grément via l'étai, les haubans et le hale-bas qui engendrent de la compression au niveau du pied de mât. Ces forces sont loin d'être négligeables puisqu'elles peuvent aller jusqu'à l'ordre de la tonne. La Figure 2.7 les schématise du point de vue de la coque. Les tensions de l'étai et des haubans sont notées respectivement \vec{T}_e et \vec{T}_h . La tension du hale-bas \vec{T}_{hb} génère avec ces deux dernières la compression dans le pied de mât \vec{F}_{pdm} .

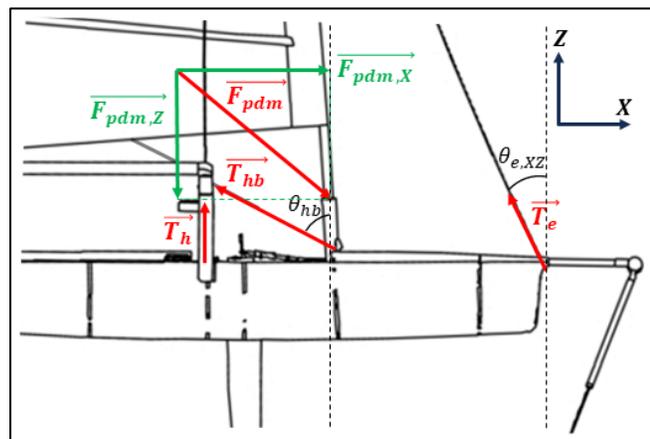


Figure 2.7 Schématisation des charges internes

Pour la mise en tension du grément, la voile est d'abord enfilée sur le mât et les haubans sont attachés aux échelles de manière que le mât soit positionné dans le plan XZ. Ensuite l'étai est amené en tension à l'aide d'un système de poulies de rapport 4 : 1. C'est le prétensionnement du grément. Enfin, le hale-bas est mis en tension et vient charger l'étai. Le hale-bas est un système de poulies de rapport 48 : 1. On considère que la mise en tension du hale-bas ne décharge pas les haubans et qu'ils restent donc à leur prétension.

2.3 Cas d'utilisation critiques du Moth

Le Moth à foils est un dériveur très performant qui peut atteindre des vitesses allant jusqu'à trente nœuds sur l'eau (Boegle et al., 2012). Il existe donc des situations en navigation lors desquelles la coque du bateau est soumise à des charges critiques. Ce sont ces cas d'utilisation qu'il est nécessaire de considérer pour sa conception structurale. En effet, on se place dans le « pire des cas » pour le dimensionnement afin de se prémunir des casses lorsque le Moth navigue à pleine capacité.

2.3.1 Navigation dans des conditions de vent fort

Tout d'abord, la navigation dans des conditions de vent fort est une situation critique pour le dériveur. En effet, les efforts dans la voile sont à ce moment plus élevés et donc les charges dans le grément plus grandes. Un Moth à foils navigue habituellement dans des conditions de vent allant de 8 à 16 nœuds établis. Au-delà, la navigation devient complexe à cause de l'irrégularité du plan d'eau et les risques de casse sont grands. Pour prendre en considération les rafales de vent, une vitesse maximale de vent en utilisation de 20 nds est considérée.

2.3.2 Dessalage et enfournement

Ensuite, il arrive que le skipper perde le contrôle du bateau lors de la navigation sur les foils. Le bateau peut alors chavirer ou « dessaler » comme le montre la Figure 2.8 (droite). C'est-à-

dire qu'il se renverse sur le côté sous l'effet de la force de gîte générée par la voile. Il peut aussi enfonner. On parle d'enfonnement lorsque le nez du bateau pique dans l'eau et freine brusquement sa course. Il peut même arriver que le bateau se dresse sur le nez à cause de son inertie lors d'un enfonnement comme l'illustre la Figure 2.8 (gauche). Les efforts engendrés par ces deux cas critiques sont très difficiles à quantifier. Un coefficient de sécurité dynamique est donc utilisé pour les prendre en compte.



Figure 2.8 Enfonnement (à gauche) et dessaillage (à droite)
Tirée de *2015 MOTH WORLDS showreel* (2015)

Lorsque le bateau se retourne, lors d'un dessaillage ou d'un enfonnement, le skipper doit le remettre droit afin de pouvoir recommencer à naviguer. On appelle cette étape le ressalage. Pour ce faire, le skipper doit, comme on le voit sur la Figure 2.9, orienter le nez du bateau face au vent puis se placer sur la dérive afin d'exercer un moment suffisant pour redresser le bateau. Il est parfois nécessaire qu'il recule quasiment jusqu'à l'extrémité de la dérive pour être capable de remettre le bateau dans le bon sens. Ce cas d'utilisation engendre d'importants efforts dans le puits de dérive qui doit être dimensionné en conséquence.



Figure 2.9 Skipper ressalant un Moth à foils

Afin de dimensionner la coque du dériveur Rafale IV, les cas de vol stable et de ressalage sont pris en considération. Le facteur de sécurité employé pour la conception sera présenté en section 2.7.

2.4 Approche quasi-statique pour l'étude des efforts internes et externes

Afin de quantifier les efforts auxquels est soumis le voilier, il est possible, dans un premier temps, d'adopter une approche quasi-statique. En effet, si l'on considère des conditions de vent constant et de plan d'eau calme, le navire (pour des réglages donnés) se stabilise dans un état d'équilibre à une vitesse fixe. On parle alors de régime stationnaire et les effets dynamiques peuvent être négligés.

A partir l'ensemble des données et dimensions utiles pour le calcul des chargements disponibles à l'ANNEXE II et des équations d'équilibre statique, on peut estimer les efforts externes en posant les simplifications suivantes :

- La poussée vélique $\overrightarrow{L_v}$ est toujours perpendiculaire à la bôme et le centre d'effort de la voile est supposé fixe.
- Les forces de traînée sont négligées.
- Seule la gîte est prise en compte (somme des moments autour de l'axe X).
- Les moments sont calculés autour de l'axe passant par les centres des *hydrofoils*
- La force antidérive ($\overrightarrow{L_{der}} + \overrightarrow{L_{saf}}$) est appliquée au centre du foil de dérive. Elle ne génère donc pas de moment.

Le Tableau 2.1 liste les forces en présence en régime de vol critique. Ici, le bateau navigue à vitesse élevée et la coque ne touche pas l'eau. Sa contre-gîte est de 40°. La voile fait un angle de 0° avec la coque. La répartition de la poussée dans les *hydrofoils* est de 90 (dérive) / 10 (safran).

Tableau 2.1 Estimation statique des efforts en régime de vol

Descriptif	Notation	Norme	Unité	Point d'application
Poids du bateau	P_{bat}	490,5	N	Centre de gravité bateau
Poids du skipper	P_{skip}	784,8	N	Centre de gravité skipper
Poids total	P_{tot}	1275,3	N	Centre de gravité bateau + skipper
Poussée d'Archimède	F_{archi}	0	N	Centre de carène
Réaction foils totale	$L_{f1} + L_{f2}$	1275,3	N	
Portance foil dérive	L_{f1}	1045,5	N	Centre poussée foil dérive
Portance foil safran	L_{f2}	116,2	N	Centre poussée foil safran
Moment de redressement	M_{red}	2120,8	N.m	Axe passant par C.G. bateau
Moment de gîte	M_{gite}	2120,8	N.m	Axe passant par C.G. bateau
Poussée vélique	L_v	599,6	N	Centre d'effort voile
Force antidérive	$L_{der} + L_{saf}$	375,2	N	Centre poussée dérive et safran

Il est aussi possible de calculer les efforts internes identifiés à la Figure 2.7 à partir du principe fondamental de la statique. Pour cela, dans un premier temps, il est nécessaire de connaître la force pouvant être appliquée par un humain à l'aide de ses bras. Le Centre Canadien d'Hygiène et de Sécurité au Travail (CCHST) préconise une force maximale de traction ascendante de 315 N pour un objet situé à 25 cm au-dessus du sol (CCHST, 2022). On considère une force maximale de tirage sur les cordes de 250 N (par le skipper en navigation) à 400 N (à terre). Ainsi, lorsque l'on tire sur le tensionneur d'étai, on applique à ce dernier une tension de 1600 N (rapport 4 : 1 avec une force de 400 N).

Ensuite, en isolant le gréement et en appliquant l'équilibre statique des moments autour de l'axe Y au niveau du pied de mât, on trouve avec l'équation (2.1) : $T_H = 1369,69$ N.

$$\sum_{\text{au pied de mât}} \vec{M} \cdot \vec{Y} = 0 \quad (2.1)$$

$$2T_H \cos(\theta_{h,YZ}) b_3 = T_E (b_1 \sin(\theta_{e,XZ}) + b_2 \cos(\theta_{e,XZ}))$$

La tension de hale-bas est alors appliquée. Cette tension a pour valeur $250 \times 48 = 12000$ N, soit 250 N appliqués par le skipper multipliés par le rapport 48 :1 du système de poulies. Cela engendre une augmentation de la tension de l'étai qui « lutte » contre le hale-bas. Cette

augmentation ΔT_E peut être calculée par une équation d'équilibre des moments. On néglige ici l'influence des haubans et la voile est considérée comme un triangle indéformable dont la base est parallèle au pont. Ainsi, on a l'équation (2.2).

$$T_{HB} \cos(\theta_{hb}) a_1 \tan(\theta_{hb}) = \Delta T_E (b_1 \sin(\theta_{e,XZ}) + b_2 \cos(\theta_{e,XZ})) \quad (2.2)$$

Soit $\Delta T_E = 2791,30$ N donc $T_E = 4391,30$ N après tension du hale-bas.

Enfin, ces forces engendrent des efforts de compression dans le pied de mât. Ceux-ci s'expriment à l'aide des équations (2.3) et (2.4).

$$F_{pdm,Z} = 2 T_H \cos(\theta_{h,YZ}) + T_E \cos(\theta_{e,XZ}) + T_{HB} \cos(\theta_{hb}) \quad (2.3)$$

$$F_{pdm,X} = T_E \sin(\theta_{e,XZ}) + T_{HB} \sin(\theta_{hb}) \quad (2.4)$$

On trouve $F_{pdm,Z} = 11867,06$ N et $F_{pdm,X} = 12377,61$ N.

2.5 Étude dynamique à l'aide d'un DVPP

Dans un second temps, afin d'obtenir plus d'informations sur les performances du voilier en fonction des choix de conception, une approche dynamique est employée. En effet, celle-ci est plus exhaustive pour la détermination des efforts dans tous les cas de navigation rencontrés puisqu'elle considère les phases transitoires durant lesquelles des efforts plus importants qu'en régime permanent peuvent apparaître. Elle permet, en plus, de valider l'équilibre du voilier selon le placement de ses éléments (mât, dérive, safran, etc.) comme il sera détaillé en section 4.3.3. Cette partie, en s'appuyant d'abord sur une revue de littérature, présente la construction du *Dynamic velocity prediction program* (DVPP) pour Rafale IV.

2.5.1 Théorie utilisée pour la modélisation du comportement dynamique du bateau

L'ensemble bateau et skipper en situation de navigation est soumis aux forces externes liées à l'environnement dans lequel il évolue (forces de pression liées au vent et à l'eau, forces de frottement, gravité, etc.). Ainsi, son mouvement peut être modélisé par les équations du principe fondamental de la dynamique.

Un problème de dynamique du solide comporte au maximum six équations scalaires (trois de résultantes et trois de moments). Il faut au minimum autant d'équations que d'inconnues pour résoudre ce système.

Cependant, l'équilibre global du dériveur Moth varie avec la vitesse. C'est pourquoi, afin de maintenir son équilibre, le skipper régule sans cesse sa position sur le bateau et la tension de la voile. Ainsi, il parvient à chaque instant à trouver les réglages adéquats pour ne pas chavirer et maîtriser sa vitesse. Cela est pris en compte dans la modélisation à l'aide d'équations supplémentaires qui fixent des conditions sur la gîte, le tangage et la hauteur de vol du bateau.

Ainsi, il est possible de simuler le comportement d'un dériveur sur foils dans des situations de navigation simples.

2.5.2 Modélisation des forces appliquées au Moth

Afin de pouvoir simuler le comportement dynamique du voilier, il est nécessaire d'établir une modélisation pour chacune des forces qui agissent sur ce dernier. Cette section dresse une revue de littérature pour répertorier les modèles les plus couramment employés à cet effet.

2.5.2.1 Les forces de gravitation et la poussée d'Archimède

Tout d'abord, le bateau et le skipper sont soumis à la gravité terrestre. Ils subissent donc leur poids au niveau de leurs centres de gravité respectifs et vers le bas selon l'axe vertical du repère terrestre. Ces forces s'expriment :

$$\text{Au centre de gravité du bateau} \quad P_{bat} = M_{bat} g \quad (2.5)$$

$$\text{Au centre de gravité du skipper} \quad P_{skip} = M_{skip} g \quad (2.6)$$

Lorsque le bateau ne vole pas, sa coque subit la poussée d'Archimède. C'est ce qui permet de le maintenir à flot. Celle-ci s'exprime selon l'équation (2.7) et s'applique au centre de flottaison de la coque vers le haut selon la direction verticale du repère terrestre.

$$F_{archi} = \rho_{eau} V_{depl} g = \Delta g \quad (2.7)$$

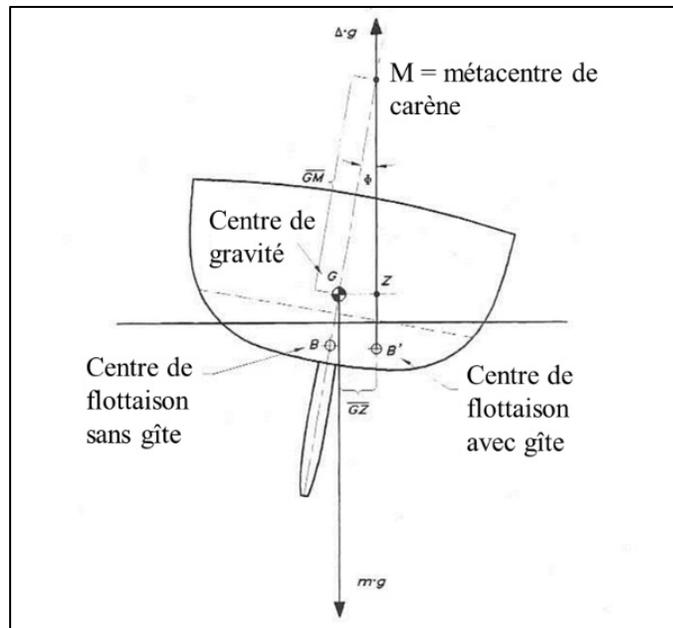


Figure 2.10 Schéma en coupe du poids et de la poussée d'Archimède
Adaptée de Larsson & Eliasson (2000)

Le poids du bateau et la poussée d'Archimède sont représentés sur la Figure 2.10. Le centre de flottaison étant le barycentre du volume d'eau déplacé, il se déplace lorsque le bateau s'incline. C'est ce que l'on observe sur le schéma quand il passe de B (bateau droit) à B' (bateau en gîte).

2.5.2.2 Les forces aérodynamiques

Ensuite, les forces aérodynamiques ont un grand impact sur le comportement du Moth à voiles. Non seulement parce qu'il s'agit d'un voilier dont le principe de propulsion repose sur la physique des écoulements fluides mais aussi parce que ce type de dériveur navigue à des vitesses allant jusqu'à 30 nœuds et que, par conséquent, sa vitesse maximale est grandement impactée par les frottements aérodynamiques qui ne sont pas négligeables à de telles allures.

Afin de modéliser la force induite par l'écoulement de l'air sur la voile, celle-ci est découpée en une composante de portance L_v et une composante de traînée D_v . Comme expliqué dans (Findlay & Turnock, 2008) et (Eggert, 2018), la portance de la voile peut être considérée comme une force perpendiculaire à la direction du vent apparent et sa traînée comme une force alignée avec celle-ci. Ces deux composantes s'appliquent au centre de poussée vélique CoE_v , pouvant être approximé par le centre géométrique de la voile (Eggert, 2018). La Figure 2.11 schématise ces forces.

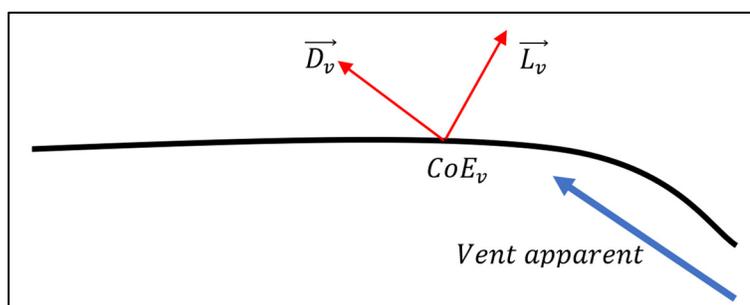


Figure 2.11 Forces sur la voile

Que ce soit dans le travail de Findlay & Turnock (2008) ou de Eggert (2018), ces forces sont modélisées classiquement à l'aide des coefficients de portance et de traînée du profil (ici ceux de la voile) d'après les équations (2.8) et (2.9).

$$L_v = \frac{1}{2} \rho_{air} S_v C_{L,v} V_{app}^2 \quad (2.8)$$

$$D_v = \frac{1}{2} \rho_{air} S_v C_{D,v} V_{app}^2 \quad (2.9)$$

Il est tout de même nécessaire de préciser que, comme pour tout profil, les coefficients de portance et de traînée de la voile varient avec l'angle d'incidence du flux d'air, donc avec l'angle de vent apparent dans ce cas d'application.

Le reste des efforts aérodynamiques est contenu dans le frottement des parties non portantes du bateau. Ils sont regroupés sous une unique force appelée fardage. Celui-ci est assez difficile à estimer, qu'il s'agisse de sa norme mais aussi de son point d'application. Findlay & Turnock (2008) proposent pour le fardage une modélisation mathématique de la forme suivante qui consiste en l'addition des traînées des différents éléments non portants:

$$D_{fard} = \frac{1}{2} \rho_{air} V_{app}^2 \left(\sum_r S_r C_{D_r} \right) \quad (2.10)$$

Pour compléter celle-ci, « *the diameter and area of each physical component included in the windage model was estimated from measurements of a Mistress design of foiling Moth. The drag coefficient for each physical component was estimated from (Hoerner, 1976), based on the sectional shape of the component.* » (Findlay & Turnock, 2008).

Plus tard, Beaver & Zselezky (2009) ont réalisé, à l'aide d'un banc d'essais instrumenté illustré par la Figure 2.12, des mesures à l'échelle réelle d'un Moth pour estimer le fardage. Ils ont placé des capteurs de force au niveau de la fixation du bateau sur un module entraîné

en translation, le bateau n'étant assemblé que partiellement avec les parties non portantes responsables du fardage. Ainsi, ils sont parvenus à obtenir, pour quelques positions simples du bateau et dans une configuration de remontée au vent, les composantes longitudinale et transversale de la force de fardage que l'on peut lire en Figure 2.13.

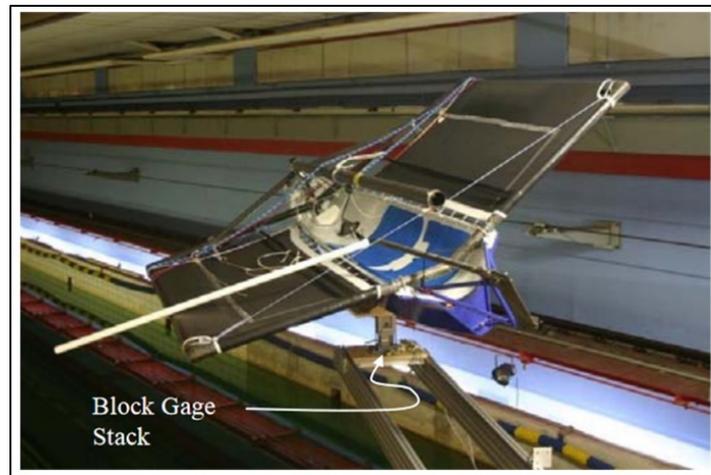


Figure 2.12 Installation pour mesurer le fardage
Tirée de Beaver & Zselezky (2009)

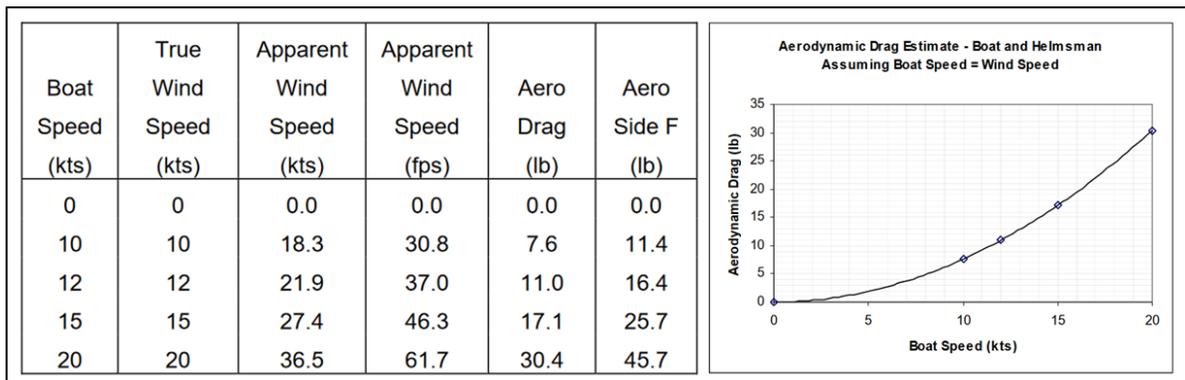


Figure 2.13 Données récoltées avec un angle d'amure de 96° et un angle de dérive de 4°
Adaptée de Beaver & Zselezky (2009)

C'est d'ailleurs cette modélisation qu'utilise Eggert (2018) pour calculer le fardage dans le DVPP qu'il développe. Il applique simplement un changement de repère aux forces mesurées pour les adapter à son paramétrage.

2.5.2.3 Les forces hydrodynamiques

Que ce soit au niveau de la coque lorsque le bateau ne vole pas ou au niveau des foils, les forces hydrodynamiques sont déterminantes dans le comportement d'un Moth à foils. En effet, ce sont elles qui lui permettent de voler mais aussi qui peuvent le limiter en vitesse.

Il y a d'abord, en régime archimédien, le frottement de l'eau sur la coque. Il existe de nombreuses modélisations plus ou moins empiriques afin de déterminer la force qu'il génère. Dans leur travail, Findlay & Turnock (2008) divisent la résistance de la coque en une composante résiduaire et en une composante visqueuse. Ils utilisent, pour calculer la première, une méthode de régression basée sur les séries de Delft. Ces séries sont issues de tests réalisés par le professeur J Gerritsma et ses collaborateurs à l'Université de Technologie de Delft dans les années 1970 puis complétées plus tard par Van de Stadt & Partners (Larsson & Eliasson, 2000). Au total, trente-neuf modèles de coques de différentes géométries ont été testés et une analyse statistique a permis d'obtenir des séries de coefficients allant de a_0 à a_9 reliés au nombre de Froude. Plusieurs relations empiriques ont alors été construites à partir de ces coefficients pour calculer des grandeurs comme la surface mouillée ou bien la résistance résiduelle selon les formules de la Figure 2.14.

$$\begin{aligned}
 & F_n = [0.125 - 0.450] \\
 & \frac{R_R}{g \cdot m_c} \cdot 10^3 = a0 + a1 \cdot C_p + a2 \cdot LCB + a3 \cdot B_{WL} / T_c + \\
 & \quad + a4 \cdot L_{WL} / \sqrt{v_c}^{1/3} + a5 \cdot C_p^2 + \\
 & \quad + a6 \cdot C_p \cdot L_{WL} / \sqrt{v_c}^{1/3} + a7 \cdot (LCB)^2 + \dots \\
 & \quad + a8 \cdot (L_{WL} / \sqrt{v_c}^{1/3})^2 + a9 \cdot (L_{WL} / \sqrt{v_c}^{1/3})^3 \\
 & \quad \left[\frac{R_R}{g \cdot m_c} \cdot 10^3 = 7.971 \text{ at } F_n = 0.35 \right] \\
 & \quad \text{LCB in \% of } L_{WL} \text{ from midship, positive forward.} \\
 & F_n = [0.475 - 0.750] \\
 & \frac{R_R}{g \cdot m_c} \cdot 10^3 = c0 + c1 \cdot L_{WL} / B_{WL} + c2 \cdot A_W / \sqrt{v_c}^{2/3} + c3 \cdot LCB + \\
 & \quad + c4 \cdot (L_{WL} / B_{WL})^2 + c5 \cdot (L_{WL} / B_{WL}) \cdot (A_W / \sqrt{v_c}^{2/3})^3 \\
 & \quad (A_W = \text{waterplane area})
 \end{aligned}$$

Figure 2.14 Calcul de la résistance résiduelle
Tirée de Larsson & Eliasson (2000)

Ces formules et coefficients sont contenus dans des outils de calcul à l'intérieur de logiciels d'architecture navale comme DELFTSHIP. La composante visqueuse a quant à elle été calculée à partir de la ligne de corrélation de friction de peau de l'*International Towing Tank Conference* (ITTC) de 1957 et d'un facteur de forme (Findlay & Turnock, 2008). Le coefficient de friction visqueuse s'exprime alors d'après l'équation (2.11) avec Re le nombre de Reynolds.

$$C_{Df} = \frac{0,075}{(\log(Re) - 2)^2} \quad (2.11)$$

Ces formules de calcul de la résistance résiduelle et du coefficient de friction visqueuse, bien que régulièrement employées et fournissant une modélisation assez correcte de la traînée de la coque, ont été construites à partir d'essais de coques aux géométries assez lointaines de celles des coques de Moth, si particulières. Pour plus de précision dans la modélisation, Beaver & Zselezky (2009) ont alors décidé de réaliser des mesures expérimentales pour déterminer la résistance à l'écoulement de la coque d'un tel dériveur. A l'aide d'un bassin de carène, d'une coque de Moth et de capteurs de force, ils l'ont donc mesurée en eau calme, pour différents déplacements (le déplacement d'une coque de bateau est la masse de liquide déplacée par la partie immergée de la coque). Les résultats sont tracés dans la Figure 2.15. La

résistance totale R_t est représentée en fonction de la vitesse d'écoulement V et chaque courbe de couleur correspond à un déplacement différent (différents cas d'enfoncement de la coque dans l'eau). L'estimation de la traînée prenant en compte le décollement de la coque de l'eau sous l'effet de la portance des foils est tracée en noir et s'annule autour de 14 *fps* avec le décollement total.

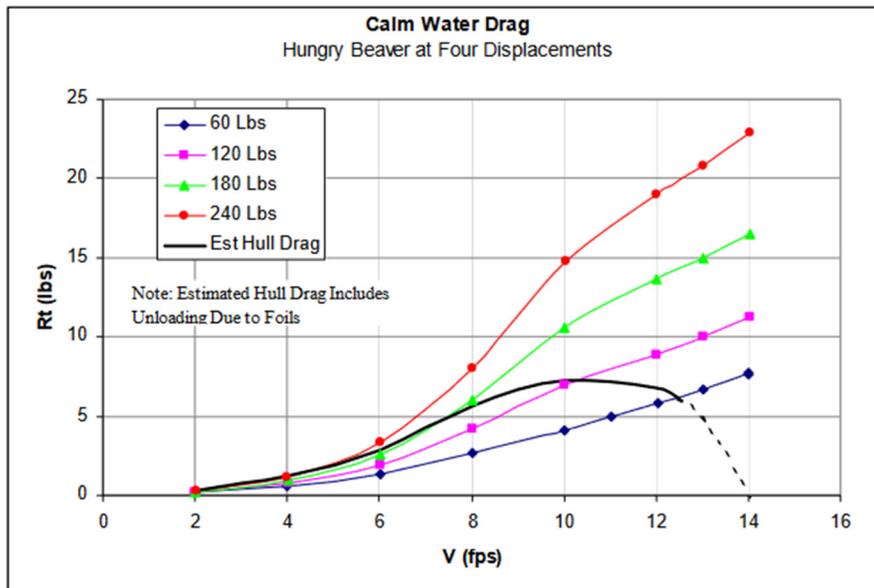


Figure 2.15 Traînée d'une coque d'International Moth
Tirée de Beaver & Zselezky (2009)

Il est alors possible d'approximer la traînée générée par frottement de l'eau sur la coque pour la plupart des configurations de navigation archimédienne d'un Moth. Cela est important pour simuler la diminution progressive de celle-ci au moment du décollage.

Les foils d'un Moth peuvent être décomposés en quatre parties : la dérive, le safran, le foil de la dérive (principal) et le foil du safran. Fabio Eggert (2018), liste les possibilités pour trouver les forces issues de l'écoulement de l'eau sur ces profils portants. A savoir : les analyses CFD, la théorie des lignes portantes de Prandtl et des méthodes semi-empiriques.

Il est primordial, pour la construction d'un DVPP, d'être en mesure de calculer la portance et la traînée générées par les foils de la dérive et du safran. C'est à partir de ces grandeurs que l'on est capable de simuler le décollage et le vol du bateau. Elles sont généralement calculées classiquement selon les formules (2.12) et (2.13) où ρ_{eau} est la masse volumique de l'eau, S la surface du profil, C_L et C_D les coefficients de portance et de traînée et V la vitesse de l'écoulement.

$$L = \frac{1}{2} \rho_{eau} S C_L V^2 \quad (2.12)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho_{eau} S C_D V^2 \quad (2.13)$$

Boegle et al. (2012) calculent les coefficients de portance et de traînée selon les données géométriques des foils ainsi que les angles d'attaque et de flap pour le foil de la dérive. Ce dernier est contrôlé par le système de palpeur qui a été présenté en section 1.1.2 et qui est implémenté dans leur programme.

Findlay & Turnock (2008) déduisent quant à eux la portance des foils à partir de l'équilibre selon l'axe vertical du bateau (en fonction de la poussée d'Archimède générée par la coque à un instant t notamment). En effet, la relation (2.14) est vérifiée à l'équilibre.

$$L_{f1} + L_{f2} + F_{archi} = P_{bat} \quad (2.14)$$

Puis le coefficient de portance est calculé selon la formule (2.12) et la traînée est déterminée à partir des coefficients de traînée considérés comme l'addition du coefficient de traînée induite (dépendante du coefficient de portance) et du coefficient de traînée de forme. La méthode est développée dans (Findlay & Turnock, 2008).

Eggert (2018) détermine directement la portance et la traînée générées par les foils horizontaux à l'aide d'une l'analyse semi-empirique développée à partir des données géométriques du profil de foil choisi et de sa courbe de portance en fonction de l'angle

d'attaque mais aussi de grandeurs relatives à l'aile du foil dans son ensemble comme le ratio, le nombre d'Oswald, etc. pour prendre en compte les effets tridimensionnels.

Les foils horizontaux génèrent aussi une traînée appelée traînée de vague. En effet, comme l'expliquent Findlay & Turnock (2008), les foils évoluent à proximité de la surface libre du plan d'eau. Ils génèrent donc des vagues qui dissipent de l'énergie dans le sillage du bateau. Cette traînée peut être modélisée de plusieurs manières. Dans (Findlay & Turnock, 2008), elle est exprimée sous forme d'un coefficient $C_{D,w}$ exprimé selon la relation (2.15).

$$C_{D,w} = \frac{1}{2} k_0 c C_L^2 e^{-2k_0 h} \quad (2.15)$$

Avec : c la corde du foil, h la profondeur du foil par rapport à la surface et $k_0 = \frac{g}{v^2}$.

Eggert (2018) utilise quant à lui la formulation (2.16) qui emploie les coefficients de portance et de traînée dépendants de la profondeur formulés dans (Hoerner, 1976). Il utilise les mesures de Beaver & Zselezky (2009) pour déterminer le rapport $\frac{C_{DH}}{C_{LH}^2}$ qu'il estime à 0,024 pour le foil de la dérive et à 0,022 pour le foil du safran.

$$C_{D,w} = C_L^2 \frac{c}{h} \frac{C_{DH}}{C_{LH}^2} \quad (2.16)$$

Tout comme les foils horizontaux, la dérive et le safran ont des profils aérodynamiques qui génèrent une force de portance perpendiculaire à l'écoulement et une force de traînée alignée avec celui-ci.

A cause du phénomène de dérive d'un bateau à voile, il existe un angle de dérive (schématisé sur la Figure 2.4) entre la vitesse de l'eau et la dérive en position verticale. Il peut être assimilé à l'angle d'attaque pour les calculs. C'est cet angle qui génère la portance des profils

verticaux qui sont des profils symétriques et ne produiraient donc qu'une traînée à angle d'attaque nul.

Boegle et al. (2012) calculent le coefficient de portance de la dérive et du safran ($C_{L,3D}$) en déterminant, à l'aide du profil 2D choisi et du code XFOIL, la courbe portance vs. angle d'attaque puis en la réadaptant pour prendre en compte les effets tridimensionnels à l'aide de la formule (2.17).

$$C_{L,3D} = \frac{a_{0,2D}}{1 - \frac{\pi}{180} \frac{\pi a_{0,2D}}{AR_{eff} e}} \lambda \quad (2.17)$$

Avec : $a_{0,2D}$ la pente de la courbe portance vs. angle d'attaque, AR_{eff} le ratio effectif du profil, e le nombre d'Oswald et λ l'angle d'attaque.

Le ratio effectif est calculé d'après la formule (2.18). Il s'agit du ratio géométrique multiplié par un facteur f_{AR} qui dépend de la hauteur de vol. Il varie approximativement entre 1,5 lorsque le bateau vole et 2,8 lorsque la coque repose sur l'eau (Boegle et al., 2012).

$$AR_{eff} = AR_{geo} f_{AR} \quad (2.18)$$

Il est à noter que lorsque le Moth prend un virage, l'angle du safran par rapport au bateau est non nul et qu'il est donc à ajouter ou à retrancher à l'angle d'attaque considéré pour le calcul selon s'il tourne à bâbord ou à tribord.

Ils calculent ensuite la traînée des profils verticaux en prenant en compte la traînée induite et la traînée de forme selon la formule (2.19).

$$C_D = C_{D0} + \frac{C_L^2}{\pi AR_{eff}} \quad (2.19)$$

L'expression (2.20) de C_{D0} est développée dans (Eggert, 2018). Elle dépend du rapport entre la surface mouillée A_{WS} et la surface latérale A_{LAT} , d'un facteur de forme k pouvant être

calculé à partir de (Hoerner, 1976) et du facteur de corrélation de frottement $C_{F,ITTC}$ issu de l'ITTC de 1957.

$$C_{D0} = \frac{A_{WS}}{A_{LAT}} C_{F,ITTC} (1 + k) \quad (2.20)$$

A ces composantes s'ajoute la traînée de spray. Celle-ci est reliée à la perte d'énergie générée par la formation de spray dans la zone où les profils verticaux de la dérive et du safran percent la surface. Elle n'est donc à considérer que si l'interface air/eau se trouve sur un de ces profils, ce qui n'est pas toujours le cas lors de la navigation d'un Moth à foils (coque posée sur l'eau).



Figure 2.16 Spray généré par la dérive
Tirée de Beaver & Zselezky (2009)

Findlay & Turnock (2008) utilisent pour calculer cette traînée la formule (2.21) issue de (Chapman, 1971) basée sur le ratio corde-épaisseur du profil. Eggert (2018) va même jusqu'à intégrer la traînée liée à la formation de vagues pour la dérive et le safran en calculant un coefficient de traînée spécifique pour ceux-ci tel que :

$$D_{spray} = \frac{1}{2} t c \rho_{eau} C_{D,spray} V^2 \quad (2.21)$$

avec

$$C_{D,spray} = 0,009 + 0,013 \left(\frac{t}{c}\right). \quad (2.22)$$

L'estimation par le calcul des portances et traînées des foils est assez complexe. Les méthodes varient et les données manquent dans la littérature concernant des profils et des nombres de Reynolds tels que ceux observables pour un International Moth. C'est la raison pour laquelle Beaver & Zselezky (2009), disposant d'un bassin d'essais hydrodynamiques et d'instrumentation adaptée, ont réalisé une série de tests permettant de caractériser les foils (portance et traînée) à l'échelle 1:1.

Ainsi, ils ont effectué des mesures à des vitesses d'écoulement, des angles d'attaque et des angles de flap variables sur les parties verticales (dérive et safran) seules puis sur les foils entiers. Cela leur a permis de déterminer les différentes composantes de traînée comme la traînée de spray, la traînée de vague, la traînée de forme pour les différentes parties des foils. Ils ont aussi pu évaluer l'impact de l'angle de flap sur le rapport L/D des hydrofoils. Cela permet de guider des choix de conception et/ou de réglage des bateaux.

Leurs mesures ayant permis de déterminer la plupart des coefficients utiles à la détermination du comportement hydrodynamique des foils, elles peuvent être très utiles pour l'implémentation d'un DVPP. Eggert (2018) ainsi que Boegle et al. (2012) se sont d'ailleurs tous servi de ces travaux dans leurs modélisations ultérieures.

2.5.3 Les outils utilisés pour l'implémentation d'un DVPP et les données récoltées

La réalisation d'un VPP ou d'un DVPP nécessite l'utilisation de l'outil informatique à cause des nombreux calculs à réaliser et de la complexité ainsi que de l'interdépendance des différentes forces agissant sur le bateau.

Il est possible, pour des modélisations simplifiées (prise en compte de certains axes seulement ou hypothèses diminuant la complexité du problème), d'utiliser directement un langage de programmation pour coder directement les équations du problème et faire la résolution sous forme de calcul formel pour un VPP (résolution statique) ou sous forme de

boucles pour un DVPP. C'est la méthode employée dans (Findlay & Turnock, 2008) qui utilise le langage Visual Basic associé au logiciel Excel (en tant qu'interface utilisateur et afficheur de résultats). Ils ont ainsi codé un DVPP intégrant seulement l'équation de la dynamique sur l'axe longitudinal du bateau et négligeant l'angle de contre-gîte ainsi que le phénomène de dérive.

Cependant, dès lors que l'on veut modéliser le comportement du bateau selon plusieurs axes, il est préférable d'utiliser des logiciels spécialisés dans la modélisation dynamique des systèmes. Ces logiciels doivent être munis de solveurs capables d'intégrer les équations différentielles du problème pas à pas afin de fournir des résultats dépendant du temps. Boegle et al. (2012) ainsi que Eggert (2018) utilisent pour cela le logiciel modulaire FS-Equilibrium du département d'ingénierie des fluides de la société de classification et de conseil maritime DNV GL. Celui-ci permet à l'utilisateur d'employer des modules de force préenregistrés ou bien d'en définir des versions spécifiques utilisant des équations différentes et même des données importées comme des résultats d'analyse CFD. « *This characteristic of the program facilitates the creation of an easily structured and flexible model of the forces, parameters and control systems. FS-Equilibrium can analyse stationary and [...] instationary sailing states.* » (Eggert, 2018).

Il est aussi possible d'utiliser d'autres logiciels de simulation des systèmes dynamiques comme Simulink ou Simscape de MathWorks. Certains logiciels d'architecture navale (MaxSurf par exemple) proposent aussi des modules de prédiction de performances des navires.

Comme cela a été décrit plus tôt, le DVPP est un outil de simulation du comportement du navire visant à la compréhension de ses performances et à l'amélioration des choix de conception. Il est donc nécessaire de pouvoir extraire des données pertinentes qui puissent orienter les décisions des concepteurs ; qu'il s'agisse de conception ou de dimensionnement structural.

Tout d'abord, comme le fait un VPP, le DVPP est capable de fournir les « polaires » du Moth à foils. Il s'agit d'un graphique traçant la vitesse théorique maximale en régime stationnaire atteignable par le bateau pour toutes les directions de vent réel à vitesse donnée comme le montre la Figure 2.17. Ces données sont récupérables aux points où la simulation s'est stabilisée pour des conditions de vent et des paramètres du navire fixés. Ici, l'angle de vent réel est noté TWA pour *True Wind Angle* et sa vitesse TWS pour *True Wind Speed*. On voit que la vitesse du bateau V_s (courbe orange) est nulle pour un angle TWA inférieur à 35° car, en deçà, les forces générées par la voile ne suffisent pas à le faire avancer. Elle chute à des valeurs faibles au grand largue car le voilier ne navigue pas sur les foils à cette allure.

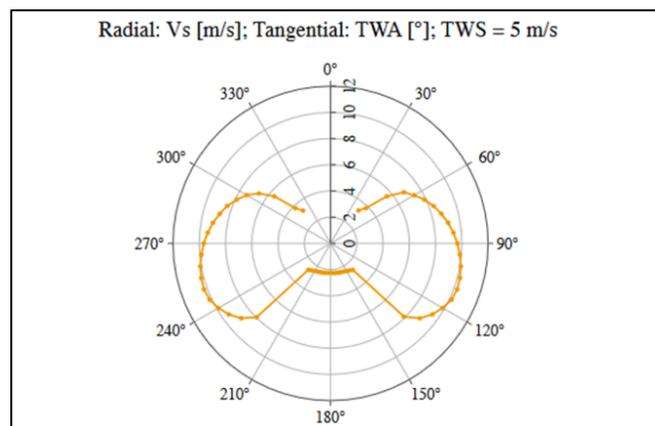


Figure 2.17 Polaire pour un Moth à foils
avec $V_{réel} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Tirée de Eggert (2018)

Ainsi, en modifiant les données relatives au bateau telles que la géométrie des foils, les masses, la position des centres de gravité, les dimensions globales, etc., il est possible en comparant les polaires obtenues d'adapter les performances en fonction de ce qui est recherché (meilleure remontée au vent, meilleure vitesse maximale, plus grande plage de vol, etc.).

Les courbes polaires peuvent aussi servir à tracer d'autres variables que la vitesse du navire. Ce peut notamment être la hauteur de vol du Moth, l'angle de contre-gîte ou la position longitudinale du skipper en fonction de l'angle et de la vitesse du vent réel comme dans (Eggert, 2018). En observant les résultats du DVPP concernant les positions que le skipper doit adopter pour maintenir l'équilibre du bateau pour une plage d'orientations et de vitesses du vent réel représentative de la réalité en navigation, il est possible de déterminer si la géométrie du bateau est convenable. En effet, comme, si l'on remarque que le skipper doit sortir de la zone des échelles (seule zone dans laquelle il peut en pratique évoluer) pour garantir l'équilibre de navigation, alors il faut revoir les choix de conception (position des échelles, position et portance des foils, etc.) pour pouvoir garantir cet équilibre. Il est aussi préférable que la zone de déplacement du skipper soit limitée lors de la navigation pour lui éviter d'avoir à bouger sans cesse.

Ensuite, il est possible grâce au caractère temporel du DVPP de récolter des données relatives aux phases transitoires lors de la navigation du Moth. Notamment celles concernant le décollage du navire. En effet, pour des raisons de performances en course, il est préférable que ce genre de dériveur passe le plus clair de son temps en vol. On cherche donc à obtenir un décollage rapide pour une plage de conditions de vent la plus étendue possible (notamment pour des vents faibles car les vents forts ne posent pas de problème de décollage). Il est alors possible de comparer l'influence de certains choix de conception sur ces phases afin de choisir la meilleure option comme dans le Tableau 2.2 qui montre principalement que l'augmentation de la surface du foil de dérive diminue le temps et la vitesse de décollage mais aussi la vitesse maximale atteignable.

Tableau 2.2 Influence de la surface du foil principal sur le décollage du Moth
Tiré de Boegle et al. (2012)

Plan-form / Set-up	0.11 m ² Set-up 01	0.08 m ² Set-up 02	0.14 m ² Set-up 03
Est. take off speed	3.5 m/s	4.0 m/s	3.0 m/s
Est. total drag at take off	64.0 N	69.6 N	60.47 N
Driving force	80 N	80 N	80 N
Max. Speed	5.38 m/s	7.18 m/s	4.98 m/s
Flight height	0.58 m	0.62 m	0.55 m
Time to take off	9 s	13 s	8 s

Le DVPP permet aussi de réaliser des comparaisons des différentes composantes de traînée comme le font [Findlay & Turnock \(2008\)](#) qui utilisent par exemple des histogrammes pour analyser les effets de l'envergure des foils. Cela aide le concepteur qui recherche à améliorer la performance du bateau à identifier les sources de traînée principales afin d'améliorer la pénétration dans l'air ou dans l'eau des éléments associés.

Enfin, il est possible grâce à cet outil d'observer le comportement des différentes variables de navigation telles que la position du skipper, l'angle du safran, la hauteur de vol, l'angle de contre-gîte, la dérive, etc. face à des perturbations de l'environnement lors de la navigation. A l'aide de son DVPP, [Eggert \(2018\)](#) analyse les effets d'une chute de vent, d'une bourrasque ou même des vagues sur le Moth. Ainsi, l'outil permet par exemple d'anticiper les réglages qui procureront au bateau la meilleure stabilité pour des conditions données. Cela peut être d'une grande aide pour optimiser les performances d'un Moth le jour d'une course et obtenir de meilleures chances de victoire en facilitant le pilotage du bateau au skipper.

Le DVPP est donc un outil puissant pouvant servir aussi bien lors de la phase de conception d'un Moth que dans sa phase de réglages en vue d'une course. La liste des données traitées ici n'est pas une liste exhaustive. En effet, la palette de paramètres et de variables de sortie disponible via ce programme laisse au concepteur la possibilité d'étudier et de comparer de nombreux réglages du navire.

2.5.4 Le DVPP développé pour la conception de Rafale IV

Dans le cadre des travaux de conception de la coque de Rafale IV, un DVPP est développé à l'aide du langage de programmation Matlab. Il s'agit d'une version simplifiée assez semblable à celle développée dans (Findlay & Turnock, 2008). Il prend en compte la dynamique du bateau seulement sur son axe longitudinal et y ajoute le paramètre d'angle de contre-gîte non considéré dans (Findlay & Turnock, 2008). De plus, dans ce modèle, les expressions du fardage et de la traînée hydrodynamique de la coque du bateau sont basées sur les mesures expérimentales à l'échelle réelle de Beaver & Zselezky (2009) sur des Moths à foils réalisées plus tard en 2009. L'équilibre pseudo-statique (le bateau n'étant pas immobile mais en régime stationnaire) est quant à lui calculé sur l'axe vertical pour connaître la hauteur de vol, mais aussi en roulis et en tangage pour déterminer les réglages de la voile et la position du skipper permettant l'équilibre du bateau. Ainsi, les équations considérées dans cet outil sont les suivantes :

$$m_{tot} \overrightarrow{a_{bat+skip}} \cdot \vec{X} = \sum \overrightarrow{F_{ext \rightarrow bat+skip}} \cdot \vec{X} \quad (2.23)$$

$$\sum \overrightarrow{F_{ext \rightarrow bat+skip}} \cdot \vec{Y} = 0 \quad (2.24)$$

$$\sum \overrightarrow{F_{ext \rightarrow bat+skip}} \cdot \vec{Z} = 0 \quad (2.25)$$

$$\sum \overrightarrow{M_{ext \rightarrow bat+skip}} \cdot \vec{X} = 0 \quad (2.26)$$

$$\sum \overrightarrow{M_{ext \rightarrow bat+skip}} \cdot \vec{Y} = 0 \quad (2.27)$$

2.5.4.1 Hypothèses posées

Pour construire cette version de DVPP n'intégrant pas la dynamique du bateau selon les six degrés de liberté, quelques hypothèses sont posées :

- Il est considéré une répartition des charges constante sur les foils (modélisée par un pourcentage de la charge pris par le foil de la dérive, le reste étant soutenu par le foil du safran. Il s'agit d'une approximation correcte en phase de vol à vitesse constante mais moins en phase de décollage. Boegle et al. (2012) détaillent qu'en phase de décollage le foil de la dérive supporte 60% à 70% de la charge du bateau contre autour de 100% en vitesse nominale.
- La hauteur de vol du bateau est fixée au début du programme. Cela a pour conséquence de ne pas fournir d'information sur le phénomène de décollage du bateau. Il est considéré en vol à la hauteur fixée par l'utilisateur dès lors que l'équilibre des forces le permet.
- L'angle de contre-gîte est fixé au début du programme comme étant une constante de navigation. En réalité, le skipper fait varier celui-ci en fonction des allures prises par le bateau afin d'optimiser les performances sur l'eau. Ainsi, il sera plus contre-gîté à la remontée au vent pour limiter la dérive qu'au portant où elle lui importe moins.
- Le centre de poussée de la voile est supposé fixe quels que soient les réglages de celle-ci. Il s'agit cependant d'une hypothèse raisonnable. «*The centre of effort of sail force is relatively constant until the craft becomes overpowered at which point increasing amounts of luff tension help the leech of the sail to open and 'twist off' thereby reducing the height of the centre of effort.*» (Findlay & Turnock, 2008).
- Le phénomène de dérive est négligé. On considère alors que le vecteur vitesse du bateau coïncide avec son axe longitudinal.
- La traînée de vague générée par les foils est négligée dans le calcul. Elle est en effet faible par rapport à la traînée de forme et à la traînée induite des foils.

2.5.4.2 Fonctionnement du programme Matlab

Le programme Matlab réalisé est décliné en deux versions. La première sert à afficher les polaires du bateau dans un grand nombre de configurations de vent afin de prédire sa performance sur l'eau. La seconde calcule, pour une vitesse de vent fixée, les positions longitudinales que doit prendre le skipper sur les échelles afin d'équilibrer le bateau pour les différents angles de vent réel où il est en vol (il n'est pas nécessaire d'équilibrer finement le bateau en tangage lorsque la coque touche l'eau). Les modélisations choisies pour le calcul des forces sont listées en ANNEXE III. Celles-ci sont moins nombreuses que dans la revue de littérature à cause des simplifications posées en section 2.5.4.1.

L'architecture générale du programme affichant les courbes polaires est présentée en Figure 2.18.

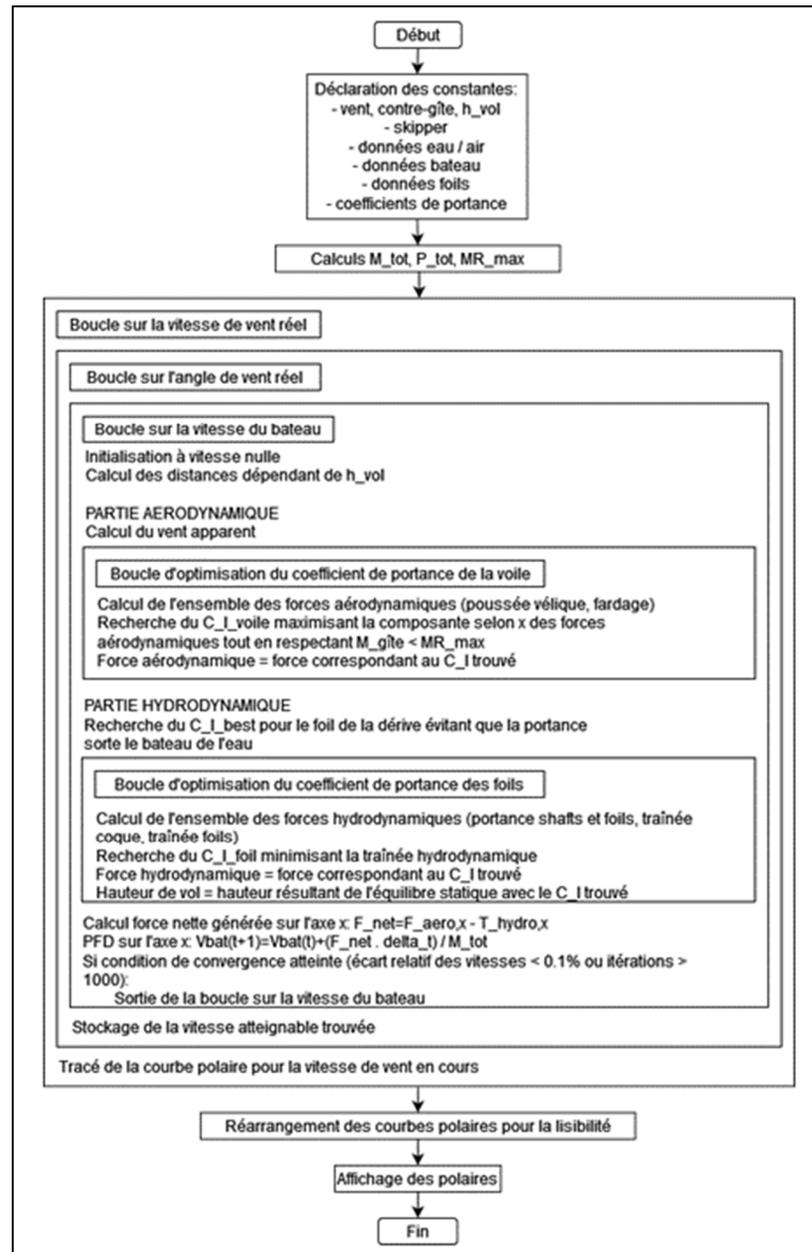


Figure 2.18 Architecture générale du DVPP codé sur Matlab

Tout d'abord, le code commence par une phase de déclaration des constantes relatives à l'ensemble bateau / skipper et à son environnement. Cela passe par exemple par la masse du skipper, la masse et les dimensions du bateau, la géométrie des foils, les masses volumiques

et viscosités de l'eau et de l'air ainsi que des données pour la simulation telles que l'angle de contre-gîte, la hauteur de vol et la répartition du poids du bateau dans les foils.

Ensuite, après le calcul des masses et poids totaux de l'ensemble isolé ainsi que du moment de redressement maximal, commence la boucle sur la vitesse de vent réel. Celle-ci itère pour des valeurs de vitesse représentatives des conditions d'utilisation d'un Moth; à savoir typiquement entre deux et seize nœuds de vent réel. Cela permet d'obtenir un ensemble de courbes polaires dont la forme varie selon le vent considéré.

Cette boucle contient la boucle sur l'angle de vent réel. En effet, pour une vitesse de vent donnée, il est nécessaire afin de construire une courbe polaire de calculer la vitesse atteignable par le bateau pour toutes les allures (angles de vent réel) pouvant être rencontrées sur le plan d'eau. Les angles considérés vont de 2° à 178° par pas de 2° . Cela permet de connaître le comportement du bateau pour un positionnement quasi-face au vent, passant par le près et allant jusqu'au vent arrière. Les angles limites de 0° et 180° ne sont pas considérés car ils posent des problèmes de définition de certaines formules contenant des fonctions trigonométriques.

Le cœur du programme se situe dans la boucle calculant la vitesse maximale théoriquement atteignable par le bateau dans des conditions de vent données. Elle est divisée en trois grandes parties.

Premièrement, après une initialisation de la vitesse du bateau à une valeur proche de zéro et un calcul des grandeurs dépendant de la hauteur de vol (bras de levier entre le centre d'effort des plans porteurs verticaux et celui de la voile ainsi qu'entre le centre d'effort des plans porteurs verticaux et le point d'application du fardage), la partie aérodynamique calcule le vent apparent (angle et vitesse) en fonction des conditions fixées de vent réel et de la vitesse du Moth. Celle-ci trouve ensuite, à l'aide d'une boucle d'optimisation, le coefficient de portance de la voile optimal sur une plage allant de zéro (voile en drapeau) à 1,5 (valeur maximale suggérée dans (Findlay & Turnock, 2008) au regard des technologies de voiles

actuelles). C'est-à-dire le coefficient maximisant la composante selon l'axe X des forces aérodynamiques tout en respectant la condition que le moment de gîte ne doit pas dépasser le moment de redressement maximal que peut appliquer le skipper. Elle calcule pour cela l'ensemble des forces aérodynamiques (voile et fardage) à la vitesse considérée puis les additionne afin de trouver la résultante dont la projection sur X est maximale. Le coefficient de portance de la voile associé est donc retenu pour l'itération. Cela revient à considérer qu'à tout instant le skipper est capable de régler la voile parfaitement pour en extraire le maximum de puissance, et ce avec un temps de réaction infiniment court.

Deuxièmement, la partie hydrodynamique recherche la valeur maximale $C_{L,1,best}$ du coefficient de portance des foils permettant l'équilibre du bateau dans l'eau (évitant une poussée trop grande éjectant les foils hors de l'eau) puis cherche, dans une plage de valeurs allant de $C_{L,1,min} = -0,2$ (valeur minimale du coefficient de portance du foil de la dérive) à $C_{L,1,best}$ (ne pouvant dépasser $C_{L,1,max} = 1,3$; valeur maximale du coefficient de portance du foil de la dérive avec le flap complètement déployé), le coefficient de portance $C_{L,1}$ minimisant la traînée hydrodynamique. Une boucle d'optimisation itère donc en calculant la traînée pour ces différentes valeurs de coefficient de portance (celui du foil du safran est déduit de la répartition de la masse définie en début de programme) puis choisit la valeur la plus faible et le coefficient associé pour l'itération de vitesse. Il est alors possible que pour une vitesse donnée le vol du bateau soit impossible, ou bien possible uniquement pour certaines valeurs de $C_{L,1}$ voire obligatoire. C'est la limitation de la traînée qui dicte le comportement du bateau. Si elle est plus faible pour une configuration de vol, alors le bateau est considéré en navigation sur les foils. Sinon, il est en régime archimédien. Une telle optimisation du coefficient de portance des foils revient à considérer qu'à tout instant le réglage des foils est optimal, soit un système de palpeur parfaitement réglé et sans effet d'inertie.

Enfin, la force nette $F_{nette} = F_{aero,x} - T_{hydro,x}$ est calculée sur l'axe X et sert, via le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'ensemble bateau et skipper sur cet axe, à calculer la vitesse du bateau pour l'itération suivante d'après l'équation (2.28).

$$V_{bat}(t + 1) = V_{bat}(T) + \frac{F_{nette} \Delta t}{M_{tot}} \quad (2.28)$$

Le pas de temps Δt pour l'intégration est choisi par l'utilisateur. Si la condition de convergence (écart relatif des vitesses entre t et $t + 1$ inférieur à 1 ‰ ou nombre d'itérations de la boucle de vitesse supérieur à 1000) est vérifiée, alors le programme sort de la boucle de calcul de la vitesse du bateau et stocke la vitesse atteinte pour l'angle de vent réel donné dans un vecteur.

Une fois l'ensemble des angles parcouru, le programme trace la courbe polaire associée à la vitesse de vent en cours. Puis il recommence pour chaque vitesse de vent réel de la boucle associée. Les courbes sont ensuite réarrangées pour obtenir la représentation habituelle des courbes polaires puis le graphique tel que celui de la Figure 2.19 est affiché.

La deuxième version du programme est globalement identique à celle permettant de tracer les polaires mais ne prend en compte qu'une vitesse de vent renseignée par l'utilisateur pour le calcul. La phase de déclaration des constantes contient, en plus, des dimensions utiles au calcul des moments autour de l'axe Y comme la position des foils, du centre de gravité du bateau ou de celle du skipper (variable symbolique). Les forces aérodynamiques et hydrodynamiques sont récoltées au moment de leur calcul. Cela permet, après calcul de la vitesse atteinte, de réaliser la somme des moments puis de créer l'équation d'équilibre statique associée. Le module de calcul symbolique de Matlab permet ensuite de trouver la position longitudinale du skipper équilibrant le bateau en tangage pour l'angle de vent réel considéré. Cela est répété pour les angles de vent pour lesquels le bateau est en vol puis le graphique de position du skipper en fonction de l'angle de vent réel est tracé.

Il s'agit là d'une résolution statique pour l'état d'équilibre du bateau dans des conditions de vent données. Cela ne permet pas de voir la régulation en temps réel du vol du bateau par le skipper au moment de l'accélération mais donne cependant une bonne idée de sa zone d'évolution sur le navire. C'est une information très intéressante pour le placement des échelles du Moth à foils.

2.5.4.3 Résultats obtenus

L'outil développé permet de récolter différentes informations utiles pour la prévision des performances du bateau mais aussi pour le positionnement de ses éléments tels que les foils, les échelles ou le mât ainsi que des valeurs de forces. Ces données sont très utiles pour la conception de la coque de Rafale IV ainsi que son système d'hydrofoils notamment.

Tout d'abord, ce DVPP permet de tracer les polaires du bateau pour différentes vitesses et orientations de vent réel comme le montre la Figure 2.19. On peut y observer les vitesses maximales atteignables ainsi que les plages de vol du Moth (angles et vitesses de vent réel permettant le décollage) grâce aux changements de vitesse brusques sur les courbes.

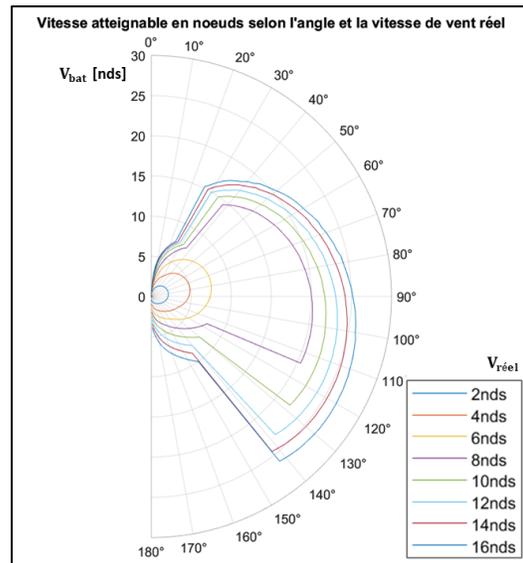


Figure 2.19 Exemple de courbes polaires obtenues avec le DVPP

On peut alors jouer avec les différents paramètres du bateau afin de déterminer leur influence théorique sur les performances en navigation. Par exemple, comparer les différentes surfaces de voile sur les vitesses atteignables en fonction des conditions de vent. On voit sur la Figure 2.20 que l'augmentation de la surface de la voile augmente grandement la plage de vol du bateau ($\theta_{réel}$ de 46° à 102° pour $S_v = 2 \text{ m}^2$ contre $\theta_{réel}$ de 25° à 143° pour $S_v = 8,25 \text{ m}^2$) et améliore la vitesse maximale jusqu'à une certaine limite. Il n'y a pas de différence notable entre 5 m^2 et $8,25 \text{ m}^2$ pour un vent de 16 noeuds car la surface de voile augmente la puissance mais aussi les frottements. Si la voile ne peut être exploitée à son plein potentiel à cause d'un vent trop fort alors il vaut parfois mieux diminuer sa surface.

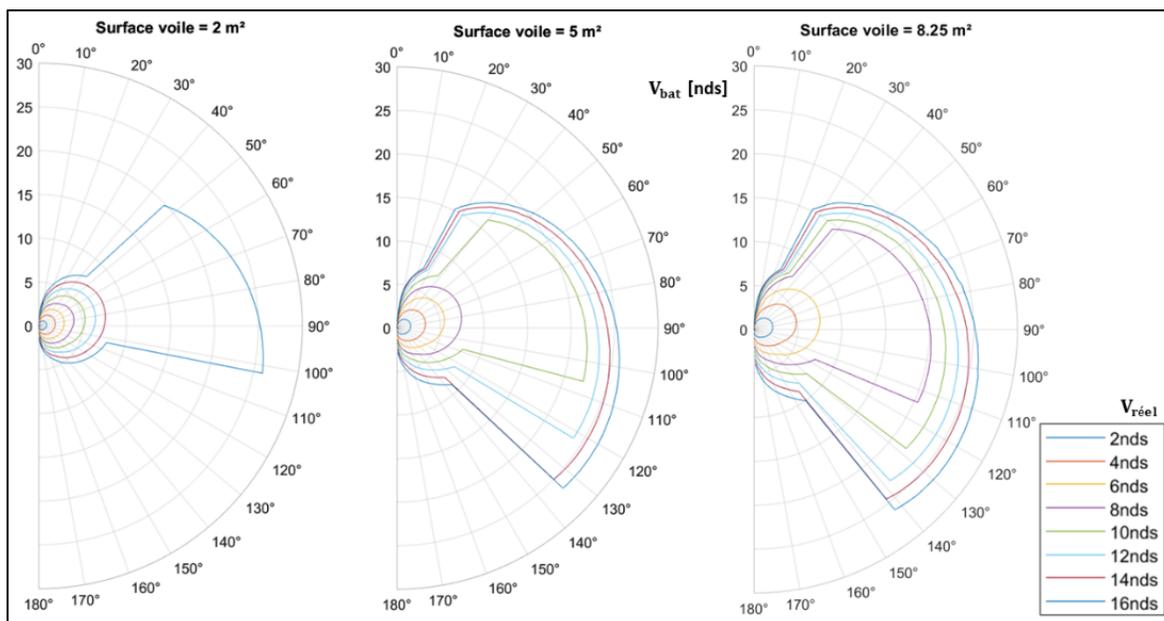


Figure 2.20 Comparaison des courbes polaires selon la surface de voilure

Ce programme permet aussi de vérifier la position longitudinale du skipper sur le bateau qui est nécessaire pour obtenir un équilibre lorsque le Moth est en vol. En effet, il s'agit d'une donnée importante car, le skipper étant plus lourd que son embarcation, la position de son centre de gravité sur celle-ci a un grand impact sur l'équilibre global. On peut alors par exemple observer sur la Figure 2.21 l'influence de la position du centre de gravité du navire sur la position du skipper amenant à l'équilibre.

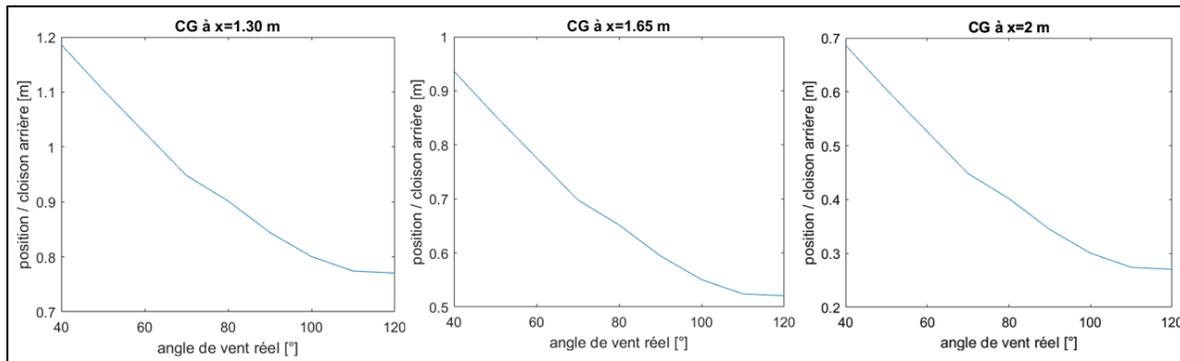


Figure 2.21 Influence de la position du CG du bateau sur la zone utilisée par le skipper (pour un vent de 12 nds et un foil à $x=1875$ mm)

On observe ici que plus le centre de gravité du bateau se déplace vers l'avant de la coque, plus le skipper doit se tenir vers l'arrière de celle-ci pour assurer l'équilibre. Il est donc préférable, pour faciliter ce dernier, d'avoir le centre de gravité légèrement en arrière du foil de la dérive. Il est aussi notable que sur les allures au près, le skipper doit s'avancer vers le mât et se reculer au portant. C'est cohérent avec les comportements observés en réalité lors de la navigation d'un Moth.

Enfin, il est possible de connaître le temps et la vitesse de décollage du Moth pour une orientation et une vitesse de vent données (décollage calculé à 7,8 nœuds pour un vent réel de 12 nœuds orienté à 50° par rapport à l'axe du bateau) ou bien d'analyser les différentes composantes du frottement. La Figure 2.22 est un exemple de résultat d'analyse de frottements. On y constate notamment qu'une fois le bateau lancé, le fardage est la deuxième plus grande source de frottements après la voile. On comprend donc pourquoi les skippers professionnels s'appliquent tant à peaufiner l'aérodynamisme de leur voilier.

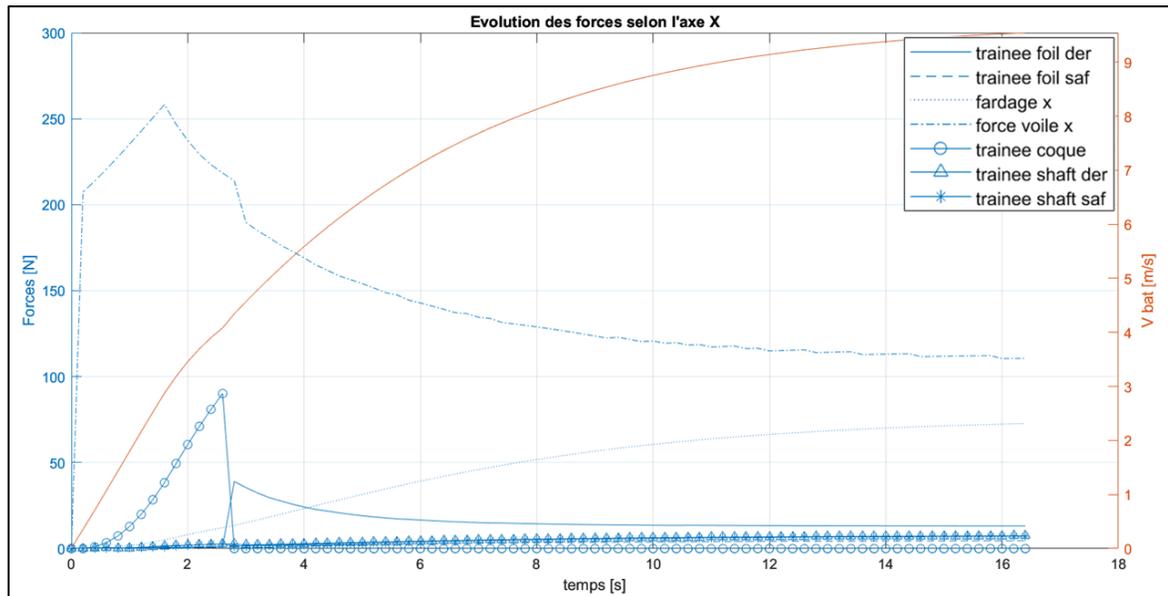


Figure 2.22 Tracé de l'évolution des forces selon l'axe X en fonction du temps

L'étude de ces différentes données en fonction des paramètres de conception du bateau permet de faire des choix pour la conception de la coque ainsi que de l'ensemble du bateau. Il sera ensuite intéressant de comparer les résultats théoriques avec les polaires du bateau en navigation réelle tracées à partir du système d'acquisition qui va y être installé. Ainsi, le modèle pourra être ajusté peu à peu et gagner en fidélité.

2.6 Bilan des forces pour la conception

Dans le but d'estimer les efforts dans le cas de vol critique dont les valeurs seront employées pour le dimensionnement, on se base sur les résultats obtenus avec les conditions suivantes :

- Vent maximal à 20 nds
- Skipper de masse $m_{\text{skip}} = 80 \text{ kg}$
- $\theta_{\text{contre-g\^ate}} = 40^\circ$
- Répartition 90%/10% du poids respectivement sur le foil de dérive et le foil de safran

On obtient alors les résultats dressés dans le Tableau 2.3. Le DVPP permet d'estimer un plus grand nombre d'efforts que la modélisation statique. On constate un écart de 43% pour les résultats des forces dans les hydrofoils. Cela s'explique par le fait que le DVPP prend en compte toute la phase d'accélération du voilier et ce pour tous les angles de vent réel. Il existe donc des configurations pour lesquelles la modélisation statique est trop simpliste. De plus, les forces internes sont significativement plus importantes que les forces externes. Ce sont donc elles qui exercent une influence majeure sur le dimensionnement de la structure. On négligera pour cette raison les forces de traînée.

Tableau 2.3 Bilan des forces externes et internes dans le cas de navigation critique

		DVPP [N]	Statique [N]
Forces externes	Portance foil dérive	1498,3	1045,5
	Portance foil safran	166,5	116,2
	Force voile X	869,4	
	Force voile Y	597,55	599,6
	Force fardage X	224,1	
	Force fardage Y	336,2	
	Trainée coque (avant décollage)	258,8	
	Trainée foil dérive	62,1	
	Trainée dérive	34	
	Trainée safran	20,6	
	Trainée foil safran	12,4	
	Force antidérive (aucune dérive)		375,2
Forces internes	Tension hauban		1369,7
	Tension étai		4391,3
	Tension hale-bas		12000
	Force pied de mât X		12377,6
	Force pied de mât Z		11867,1

2.7 Facteur de sécurité employé

Un facteur de sécurité de 1,2 est appliqué pour la conception. Celui-ci est construit sur les recommandations de Hollaway (1994) et est découpé en plusieurs sous-facteurs. Il se calcule

via l'équation (2.29). Son respect est vérifié dans ce mémoire en s'assurant que le facteur de sécurité renvoyé par les simulations par éléments finis reste bien supérieur à la valeur 1,2.

$$f_s = \gamma_{f1} \gamma_{f2} \gamma_{m1} \gamma_{m2} \gamma_n \quad (2.29)$$

Les valeurs des sous-facteurs sont justifiées comme suit :

- γ_{f1} = *déviations des chargements par rapport aux valeurs calculées* = 1,05. Les chargements les plus importants sont connus et maîtrisés (prétensionnement du grément). Une augmentation de 5% ou moins peut avoir lieu en cas d'enfournement. Cette valeur reste peu élevée puisque le grément a une inertie faible.
- γ_{f2} = *erreurs d'estimation des chargements* = 1. Les valeurs obtenues pour le calcul des forces à l'aide de la modélisation statique et du DVPP sont conservatrices. De plus, elles concordent avec les témoignages de skippers de Moths.
- γ_{m1} = *déviations des propriétés matériaux* = 1,05. Les matériaux utilisés sont testés mécaniquement avant la fabrication. Cela sera traité en section 3.2. L'estimation de leurs propriétés mécaniques est donc jugée précise.
- γ_{m2} = *faiblesses locales dues à des défauts géométriques ou de fabrication* = 1,1. Les procédés de fabrication employés sont globalement bien maîtrisés. Ils font l'objet de tests présentés en section 3.3. Un désalignement faible des fibres de renfort peut exister.
- γ_n = *risques économiques ou pour la santé lors d'une casse* = 1. Aucun enjeu économique n'entoure ce projet étudiant et, puisqu'il s'agit d'un équipement de sport, le skipper est protégé en conséquence. De plus, la rupture du composite est déterminée dans ce mémoire par le *failure index* qui met en évidence la rupture du pli d'orientation la plus défavorable. Celle-ci n'engendre jamais une casse brusque de la structure complète. Il n'existe donc pas de risque que le bateau « explose » en navigation.

Ce facteur peut être jugé faible par rapport aux normes de conception de voiliers mais le Moth est un dériveur qui ne navigue que dans des conditions maîtrisées ne générant pas de

danger majeur pour l'utilisateur. De plus, ces bateaux sont légers et doivent en grande partie leurs performances à une structure sollicitée au maximum. Il n'est par conséquent pas rare de voir des Moths casser dans des conditions de vent un peu fortes.

Ce chapitre a donc permis, via les approches statique et dynamique, d'établir une liste des valeurs d'efforts auxquels est soumise la coque et de les hiérarchiser pour distinguer ceux qui sont les plus critiques. Le calcul du facteur de sécurité a permis de fixer la marge prise entre les chargements calculés et le cas de rupture théorique.

CHAPITRE 3

CHOIX DES MATÉRIAUX ET VALIDATION DES PROCÉDÉS POUR LA FABRICATION

Une fois l'estimation des chargements appliqués sur la coque du dériveur, le choix des matériaux utilisés pour sa fabrication peut être envisagé. Celui-ci prend en compte des facteurs multiples tels que les performances mécaniques mais aussi la facilité de mise en forme, la résistance à l'environnement et, dans le cas de ce projet, l'impact environnemental. Ce chapitre présente dans un premier temps les matériaux et procédés employés pour fabriquer les voiliers et justifie les choix réalisés pour la fabrication de Rafale IV. Il traite ensuite de la caractérisation mécanique du matériau sélectionné et enfin de la validation des méthodes de fabrication à l'aide de tests.

3.1 Les matériaux et procédés utilisés pour la fabrication de voiliers

Originellement, la construction des voiliers est faite en bois. La forme externe est obtenue en courbant des planches, du contreplaqué ou des lattes sur une structure interne elle aussi faite de bois. Cette méthode est encore utilisée pour la construction amateur ou bien des projets spécifiques. Dans les années 60, grâce au progrès de la soudure, les métaux sont de plus en plus employés pour la construction de ces bateaux. Notamment l'aluminium qui est léger, solide et résistant à la corrosion et aux chocs. On utilise encore largement ce matériau pour les *superyachts* et les voiliers de grand voyage. Plus récemment, les matériaux composites se sont largement démocratisés dans l'industrie navale de plaisance et de compétition.

La part grandissante des matériaux composites dans le domaine « marine » est due aux qualités de ces matériaux. En effet, ils permettent de construire, à faible coût, des pièces complexes (coques par exemple) en une seule partie, sans problèmes d'étanchéité ou de tenue à long terme (corrosion). Leurs méthodes de mise en œuvre sont adaptées à la production de

prototypes [...] ainsi que de petites séries [...]. (Casari, Choqueuse, Davies, & Devaux, 2008)

3.1.1 Les matériaux composites

Un matériau composite se caractérise par un assemblage hétérogène de deux composants ou plus dont les propriétés mécaniques se complètent. Il en existe une infinité de sortes puisque le matériau est assemblé spécifiquement selon les contraintes mécaniques qu'il doit endurer.

On parle pour des composites à fibre et matrice de :

- Renfort fibreux : couche de textile constituée de fibres tissées ou entremêlées.
- Matrice : composant permettant de lier les fibres entre elles grâce à ses propriétés d'adhésion.
- Pli : couche élémentaire du matériau composite. Il est constitué d'une épaisseur de renfort associée à une matrice. C'est le pli que l'on cherche généralement à caractériser mécaniquement pour obtenir les propriétés du matériau (assemblage de plis) via la théorie des stratifiés.

La résistance et la rigidité sont significatives uniquement dans la direction des fibres de renfort (matériau anisotrope). Il est alors possible, en disposant les renforts dans des directions choisies judicieusement, d'adapter le matériau en fonction de la direction du chargement auquel il est soumis. Ainsi, la structure est optimisée et cela permet donc d'obtenir des navires légers et robustes à la fois. La fabrication de ceux-ci peut être faite en monolithique ou en sandwich (voir section 3.1.1.3).

3.1.1.1 Les types de renforts

Pour la fabrication de voiliers, on utilise des renforts fibreux. Ils sont divisés en deux catégories principales : les renforts à fibres courtes et les renforts à fibres longues. Les premiers sont constitués d'un enchevêtrement de fibres courtes conférant au pli des

propriétés quasi-isotropes alors que les seconds sont tissés à l'aide de longues fibres selon des schémas variés selon les besoins (Caramaro, 2006). Ces derniers possèdent les propriétés mécaniques les plus intéressantes pour la fabrication de structures performantes.

Les fibres les plus courantes pour les structures mécaniques sont les fibres inorganiques (verre, carbone, basalte), quelques fibres organiques dont les aramides notamment (Kevlar) et, plus récemment, les fibres naturelles (lin, chanvre, bambou) moins polluantes et plus légères (Caramaro, 2005). Le Tableau 3.1 donne quelques valeurs mécaniques et physiques issues de (Caramaro, 2005) et (Baley, 2020) pour certaines de ces fibres.

Tableau 3.1 Données pour les fibres les plus répandues

	Module d'Young longitudinal en traction [GPa]	Contrainte à rupture en traction [MPa]	Densité
Verre E	72	3400	2,57
Carbone	250	4000	1,9
Basalte	80	1600	2,8
Aramide	135	3000	1,44
Lin	56,5	1000	1,5
Chanvre	56,75	585	1,45

Les fibres utilisées pour la construction de voiliers sont principalement la fibre de verre et, pour les plus performants, la fibre de carbone. On voit cependant apparaître, afin de répondre aux enjeux environnementaux actuels, de plus en plus de concepts réalisés avec de la fibre de lin ou de basalte qui sont moins énergivores à produire et non polluantes voire biodégradables.

3.1.1.2 Les matrices

Dans un matériau composite à renforts fibreux, la matrice a pour rôle de lier les fibres entre elles afin d'assurer la cohérence de l'ensemble. Deux catégories polymériques principales sont employées; les matrices thermoplastiques (généralement sous forme de granules) et les matrices thermodurcissables (généralement sous forme de résines). Elles se distinguent par

leur comportement à la chaleur. Les thermodurcissables, une fois polymérisées, ne peuvent plus être reformées car leur structure est figée. Elles sont donc par nature non recyclables. Les thermoplastiques, quant à elles, retrouvent un aspect pâteux une fois chauffées. Cela permet de les remettre en forme plusieurs fois.

Les matrices largement utilisées dans l'industrie navale sont les résines thermodurcissables de type polyester ou époxy. Elles peuvent être ajoutées à des fibres sèches puis polymérisées pendant la fabrication ou bien associées préalablement aux renforts puis cuites au four. On parle alors de préimprégnés qui possèdent un meilleur taux de fibres et donc de meilleures performances spécifiques.

Les résines sont issues de la pétrochimie et donc fortement polluantes. Certaines formulations sont biosourcées jusqu'à 50% afin de réduire leur empreinte écologique mais leur aspect thermodurcissable empêche leur réutilisation en fin de vie. Cependant, des résines thermoplastiques ont plus récemment fait leur apparition comme la résine Elium® de chez Arkema (Arkema, 2021). Ces dernières peuvent être mises en forme comme des thermodurcissables mais possèdent l'avantage d'être recyclables. Le Tableau 3.2 donne quelques valeurs mécaniques et physiques issues de (Gibson, 2012), (Arkema, 2021), (Sicomin, 2014) et (Sicomin, 2023) pour certaines de ces matrices.

Tableau 3.2 Données pour quelques résines

	Module d'Young en traction [GPa]	Contrainte à rupture en traction [MPa]	Densité
Epoxy Sicomin SR1720	4	44	1,2
Polyester	3	65	1,3
Epoxy Sicomin biosourcée 38% SR Infugreen 810	3,04	57	1,17
Elium® première utilisation	3,17	66	1,19

3.1.1.3 Les âmes pour la construction sandwich

La construction en sandwich est nommée ainsi car il s'agit d'un assemblage de peaux composites autour d'une âme de faible densité. La Figure 3.1 schématise un composite sandwich avec une âme en mousse. L'éloignement des peaux augmente significativement l'inertie de section et confère donc au matériau une grande rigidité en flexion tout en diminuant la masse. Ainsi, on observe une réduction d'environ 30% de la masse pour une structure sandwich par rapport à une construction monolithique avec raidisseurs d'après (ATC Chemicals Inc. & Johannsen, 2000). Ce type de matériau est aussi meilleur en résistance à l'impact que du composite monolithique car l'âme distribue les efforts à des zones plus élargies. Elle soutient la peau externe tout en protégeant la peau interne.

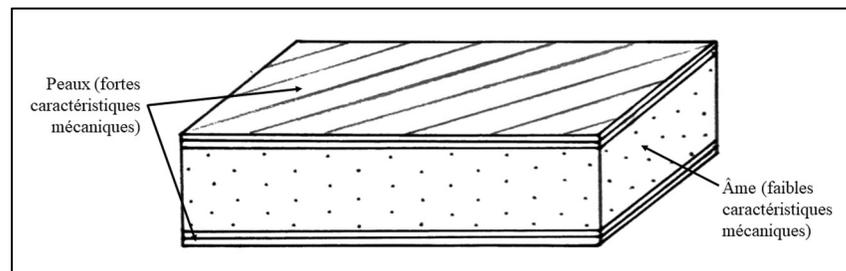


Figure 3.1 Constitution d'un composite de type sandwich

Les âmes sont généralement constituées de mousse de type SAN, PET ou PVC ou bien de structure en nid d'abeille (Nomex) encore plus légère. Elles sont choisies en fonction de leur densité principalement. On privilégie des densités faibles pour minimiser la masse mais il est courant d'utiliser des plus hautes densités autour des zones de chargement (points d'accroche, assemblages vissés, etc.) pour une meilleure répartition des contraintes.

3.1.2 Les procédés de fabrication composite des coques de voiliers

Les coques de voiliers et de bateaux en général sont de grandes structures sous forme de peaux minces avec des géométries plus ou moins complexes selon les modèles. Elles sont

dotées d'une partie inférieure que l'on appelle la carène, d'une structure interne qui confère de la rigidité à l'ensemble et d'une partie supérieure appelée le pont. Le choix du procédé d'obtention de ces pièces composites est principalement gouverné par des critères économiques et de performance. On en distingue trois principaux :

- Projection simultanée : Des fibres courtes et de la résine sont projetées simultanément par un pistolet spécialisé à l'intérieur du moule. Ensuite, un débullage est effectué. Ce procédé est peu coûteux mais produit des pièces peu performantes et monolithiques.
- Infusion sous vide : La Figure 3.2 schématise le montage d'infusion. Les fibres de renfort et l'âme (s'il s'agit d'un matériau sandwich) sont placés dans le moule (ici une plaque représentée en gris), puis des consommables (medium, *peel ply*, bâche à vide) et tuyaux sont ajoutés pour le parcours de la résine et l'ensemble est placé sous vide à l'aide d'une bâche. La résine est ensuite infusée dans la pièce qu'elle parcourt entièrement sous l'action du vide qui assure une bonne compaction. Ce procédé permet de réaliser de grandes pièces légères en maîtrisant le taux de fibre. Il est impossible d'utiliser une âme en nid d'abeille avec ce procédé car elle se remplirait de résine.
- Préimprégnés : Ici, les tissus sont préalablement imprégnés de résine. Cela leur confère un meilleur taux de fibre. Ils sont disposés un à un dans le moule avec l'âme puis, après placement des consommables (*peel ply*, *breather*), compactés sous vide avec une bâche. L'ensemble est alors cuit dans un four sous pression (autoclave) ou non, typiquement entre 100 et 180°C. Ce procédé permet d'obtenir des pièces très performantes mais est très coûteux en matériaux et en énergie.

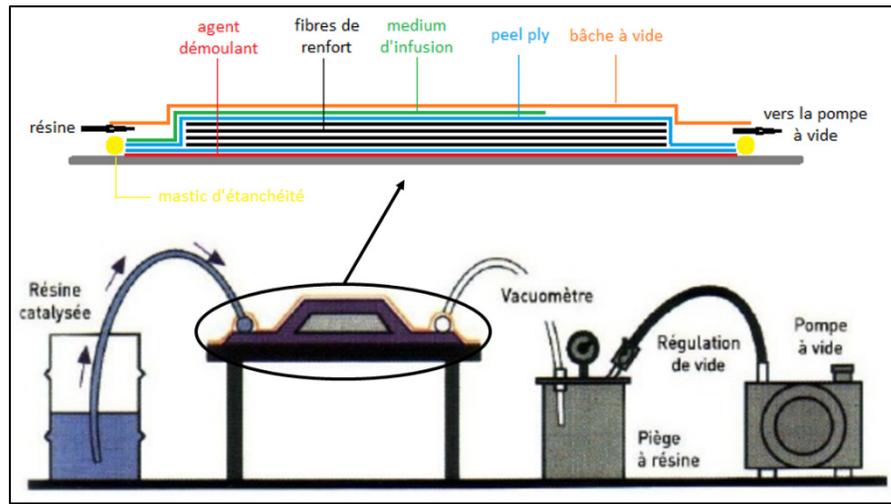


Figure 3.2 Schéma de l'installation pour une infusion sous vide
Adaptée de Mécastyle (s.d.)

Ensuite, les pièces obtenues sont assemblées entre elles pour former la coque. Ceci requiert d'autres procédés étant donné la grande variabilité des géométries à laminier. Tout d'abord, elles sont collées à l'aide d'adhésifs structuraux de type époxy, méthacrylate ou polyuréthane (Casari et al., 2008). Puis, pour une meilleure cohérence de la structure, les jonctions peuvent être laminées par moulage contact à l'aide de bandes de fibre imprégnées au pinceau. Cette stratification peut être placée sous vide pour une meilleure compaction lorsque la géométrie le permet. On peut aussi observer certains assemblages boulonnés ou rivetés. La Figure 3.3 schématise un exemple d'assemblage de deux plaques sandwich. Un adhésif sert à les coller et à réaliser des congés de chaque côté sur lesquels sont ensuite stratifiées des bandes de renfort en fibre de verre.

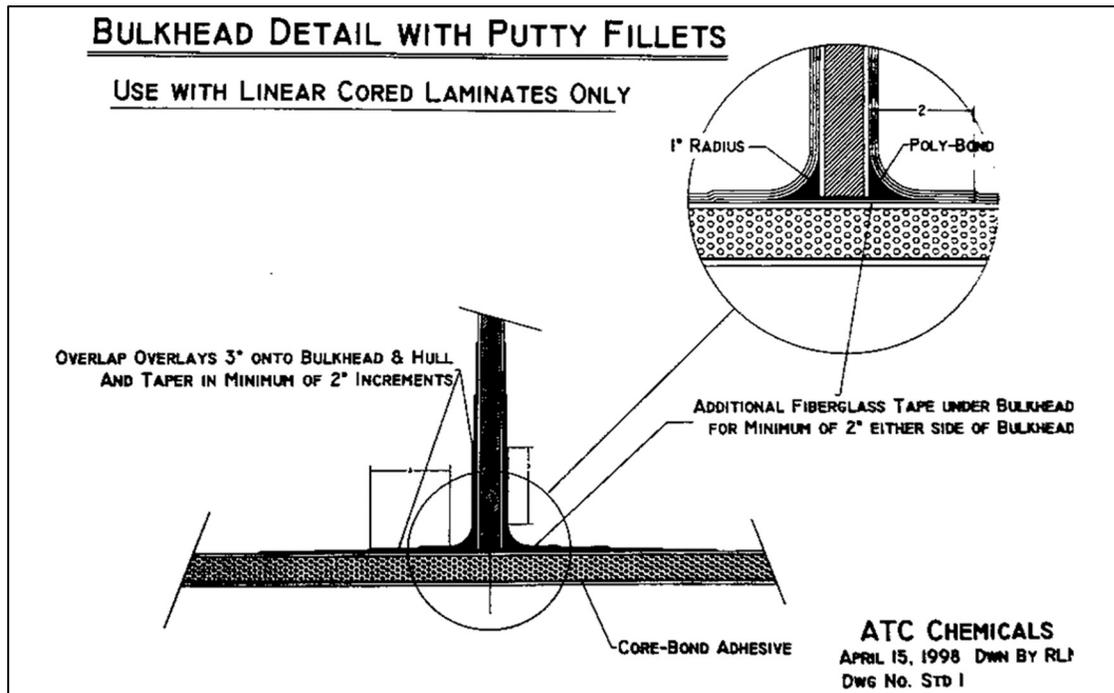


Figure 3.3 Méthode d'assemblage de cloisons sandwich
Tirée de ATC Chemicals Inc. & Johannsen (2000)

3.1.3 Impact environnemental des matériaux composites

Enfin, pour justifier la réalisation d'un projet à empreinte carbone réduite tel que celui présenté dans ce mémoire, il est nécessaire de s'attarder sur l'impact environnemental des matériaux composites. En effet, bien que très intéressants d'un point de vue mécanique, ceux-ci posent des problèmes de pollution liés aux différentes étapes du cycle de vie.

Premièrement, la production des matières premières est très énergivore et utilise largement la pétrochimie. C'est le cas pour les résines mais aussi pour la fibre de carbone généralement obtenue à partir de fibres de polyacrylonitrile chauffées à des températures allant jusqu'à 2500°C (Caramaro, 2005). Cela engendre une consommation des ressources fossiles et de l'émission de gaz à effet de serre (GES). Des problématiques de santé peuvent aussi apparaître à cause de l'utilisation de produits hautement toxiques.

Deuxièmement, en fonction du procédé de mise en forme, l'impact environnemental des matériaux composites peut être considérablement augmenté. En effet, les procédés sous vide utilisent un grand nombre de consommables et l'utilisation d'un four autoclave pour les préimprégnés consomme énormément d'énergie. Globalement, on observe une corrélation positive entre l'impact environnemental d'un procédé et la performance des pièces produites.

Troisièmement, puisque la grande majorité des composites dans l'industrie navale sont faits à partir de résines thermodurcissables, les structures sont très peu recyclables et leur élimination coûte cher. C'est pour cette dernière raison que bon nombre de navires sont simplement abandonnés et laissés en décomposition, polluant ainsi leur environnement. Une partie d'entre eux est détruite par broyage pour réaliser des charges additives pour la construction civile, par pyrolyse ou par solvololyse dans le but de séparer la résine des renforts. Ces deux derniers procédés dégradent toutefois énormément les propriétés mécaniques : 50 à 65 % de diminution de la résistance d'après (CMQ, 2022). Une autre est incinérée pour la production d'énergie au coût de la production de GES.

C'est la raison pour laquelle de plus en plus d'acteurs de l'industrie nautique et des composites travaillent au développement de solutions plus éco-responsables. Par exemple, le *EcoRacer* de *Northern Light Composites* a été élu voilier écologique de l'année au 2022 *Boat Builder Award* (JEC Composites, s.d.). Il s'agit d'un voilier performant construit principalement à partir de fibre de lin, de fibre de carbone recyclée et de résine thermoplastique Elium® conférant à sa structure la possibilité d'être recyclée plus simplement.

Le Tableau 3.3 présente les émissions de GES pour différentes fibres sèches et résines. Les données proviennent du logiciel d'analyse de cycle de vie spécialisé dans le nautisme *MarineShift360* (utilisant la base de données Ecoinvent 3.7.1) et du rapport (Cefic, 2015) pour la résine Elium® qui est une résine poly(méthacrylate de méthyle) (PMMA). Il semble important à l'auteur de souligner la très faible quantité de données disponibles à ce jour quant aux analyses de cycle de vie de ces matériaux.

Tableau 3.3 Émissions de GES liées à la production de fibres et résines

	Matériau	Émissions de GES ($kg\ CO_{2,ég}/kg$)
Fibre sèche UD	Verre E	2,56
	Carbone	35,72
	Basalte	0,59
	Aramide	10,2
	Lin	-0,35 (absorption de CO_2)
	Chanvre	-0,78
Résine	Epoxy Sicomin SR1720	5,15
	Polyester	5,7
	Epoxy Sicomin biosourcée 38% SR Infugreen 810	4,41
	Elium® première utilisation	3,75

3.2 **Choix et caractérisation des matériaux pour la fabrication de la coque de Rafale IV**

En prenant en compte les aspects mécaniques et écologiques des matériaux présentés plus haut, un choix peut être fait pour les matériaux employés dans la fabrication de la coque du dériveur Moth. Des tests sont ensuite réalisés afin de caractériser ces matériaux.

3.2.1 **Choix des matériaux et du procédé**

Afin de choisir un matériau composite adapté aux contraintes structurelles mais aussi environnementales pour la fabrication de la coque, des recherches préliminaires sont menées dans la littérature et les documentations techniques des différents fournisseurs de résine ou de fibre qui semblent intéressantes pour y satisfaire. Les données récoltées sont regroupées dans les tableaux 3.1, 3.2 et 3.3.

A l'aide d'indices de performance construits selon les préconisations de (M. F. Ashby, 2011) et (Michael F. Ashby & Dupeux, 2011) et au regard des propriétés recherchées, il est possible d'obtenir les graphiques visibles sur les figures 3.4 et 3.5. Ils permettent d'aider au choix des fibres sèches et résines les plus adaptées aux contraintes de rigidité, de résistance mécanique et d'impact environnemental. L'hypothèse que la pièce à fabriquer est un tirant (c'est-à-dire principalement sollicitée en tension) est posée. Cela est compatible avec le principe des composites; on fait travailler les fibres et la matrice au maximum en traction. Chacun d'entre eux regroupe les trois indices de performance associés à chaque matériau, à savoir:

- Indice favorisant la diminution de la masse et la maximisation de la raideur $M1 = \rho/E$
- Indice favorisant la diminution de la masse et la maximisation de la résistance mécanique $M2 = \rho/R_m$
- Indice favorisant la diminution de la masse et de l'impact écologique $M3 = \rho$ (émissions d'GES).

Plus la valeur d'un indice est faible, meilleure est la performance du matériau au regard de celui-ci. Les valeurs obtenues pour les indices de performance sont normalisées sur la base de la fibre de verre et de l'époxy. Ainsi, sur les figures 3.4 et 3.5, plus le segment est court pour un matériau donné, meilleur il est vis-à-vis des trois indices pris ensemble. La valeur du carré de la norme de chaque segment est indiquée sur chacune des figures.

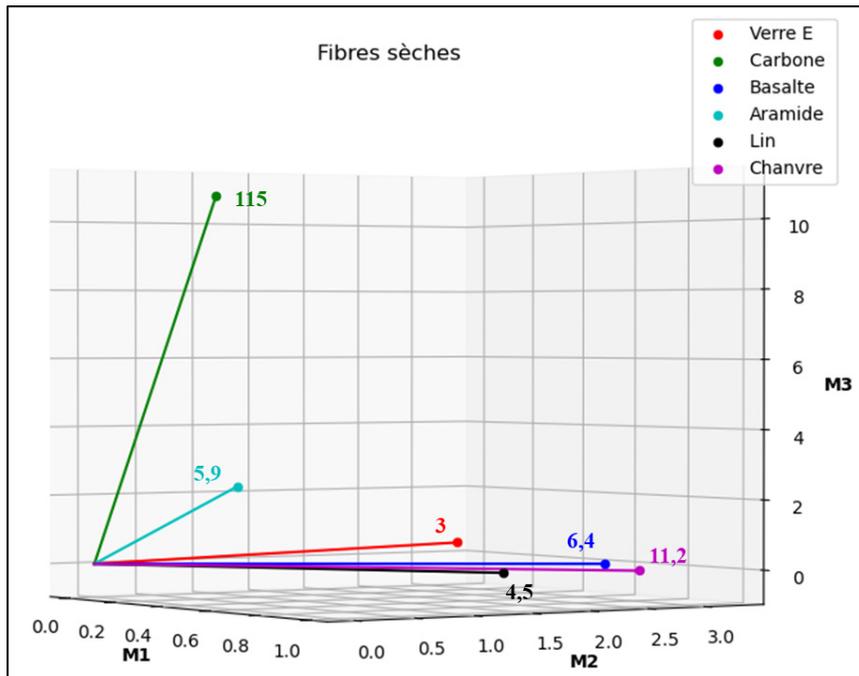


Figure 3.4 Graphe 3D des indices de performances des fibres sèches

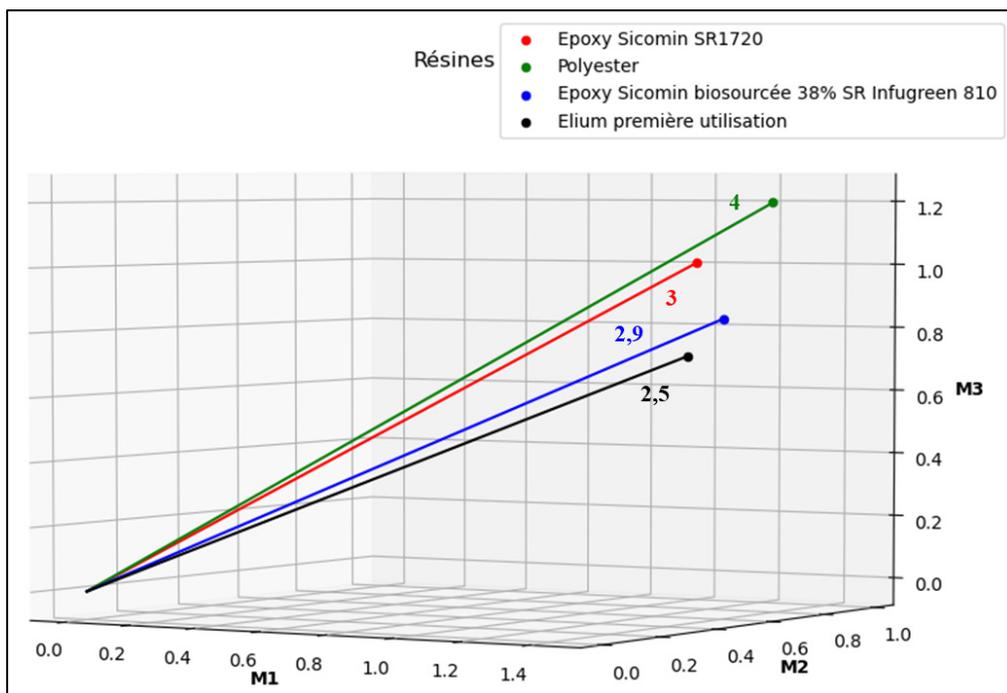


Figure 3.5 Graphe 3D des indices de performance des résines

Ces comparaisons permettent de dégager quelques conclusions. Tout d'abord, grâce à leur émission de GES faible, les fibres de lin / chanvre sont celles qui ont les plus faibles valeurs de M3. De plus, la fibre de lin est celle de ces deux dernières qui minimise M1 et M2, donc elle est la meilleure candidate. Ensuite, la fibre de verre aurait aussi été bonne mais son coût en SM\$ est trop élevé pour répondre aux objectifs du club Rafale (75 SM\$/kg). Enfin, dès la première utilisation, la résine Elium® est la meilleure candidate. De plus, son caractère thermoplastique la rend recyclable. Donc son indice M3 (son impact environnemental) diminue à chaque recyclage et réutilisation dans la mesure où le recyclage est moins énergivore que la production (manque de données à ce sujet).

La fibre de lin et la résine Elium® de chez Arkema semblent donc être adaptées au cahier des charges. La fibre de chanvre serait aussi une piste intéressante à explorer dans la mesure où, si son traitement est bien effectué, elle peut être plus performante que le lin (Baley, 2020). Cette dernière est cependant écartée car il est difficile de s'en procurer au Québec.

Pour la réalisation du matériau sandwich de la coque, des mousses faites de PET recyclé de densités 80 kg.m^{-3} et 300 kg.m^{-3} sont sélectionnées. Enfin, le procédé de fabrication choisi est l'infusion de résine sous vide car il constitue le meilleur compromis entre l'impact environnemental et la performance des pièces produites.

3.2.2 Détermination des propriétés mécaniques du composite lin / Elium®

Pour donner suite aux choix préliminaires, une campagne d'essais mécaniques est réalisée pour le composite lin / Elium®. Celle-ci a pour but d'obtenir les constantes de l'ingénieur pour la caractérisation du pli du matériau afin de pouvoir l'implémenter dans les modèles d'éléments finis via la théorie des stratifiés. Elle permet aussi de valider l'utilisation du procédé d'infusion pour la fabrication.

3.2.2.1 Méthodologie et normes employées

Pour la modélisation du matériau composite lin / Elium®, on considère ici qu'il est constitué d'un empilement de plis unidirectionnels orthotropes soumis à un état de contraintes planes. La matrice souplesse du pli s'écrit alors sous la forme (3.1) issue de (Renard, 2005).

$$\begin{pmatrix} 1/E_1 & -\nu_{21}/E_2 & 0 \\ -\nu_{12}/E_1 & 1/E_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/G_{12} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Des essais mécaniques sont alors réalisés sur des éprouvettes avec différentes orientation de plis (0° , 90° et $\pm 45^\circ$ symétrique équilibré) pour déterminer les différentes grandeurs contenues dans la matrice. Elles permettent de caractériser le comportement élastique du matériau. Les constantes relatives à la rupture de celui-ci sont aussi récupérées via les essais.

Les normes ASTM D3039 (D30 Committee, s.d.-d) et ASTM D3518 (D30 Committee, s.d.-b) sont employées pour mesurer respectivement les comportements en traction uni axiale et en cisaillement du composite. Le Tableau-A IV-1 regroupe les informations relatives aux tests réalisés. Les plans des éprouvettes et les méthodes de calcul des constantes de l'ingénieur sont consultables dans les normes.

La norme ASTM D3518 laisse à l'utilisateur le choix de la méthode de détermination du module de cisaillement selon les différentes formules que l'on trouve dans la littérature. Ici, l'équation (3.2) issue de (Renard, 2005) est employée pour son calcul car les grandeurs qu'elle nécessite sont faciles à obtenir avec l'outillage disponible au laboratoire de l'école. Elle est valable pour un stratifié à $\pm 45^\circ$ symétrique et équilibré.

$$G_{12} = \frac{\sigma_6}{\varepsilon_6} = \frac{\bar{\sigma}_1}{2(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)} \quad (3.2)$$

Avec $\bar{\sigma}_1$ la contrainte moyenne longitudinale, ε_1 la déformation longitudinale du matériau et ε_2 la déformation transversale.

Il est nécessaire de moyenniser ce coefficient G_{12} sur la plage de données où le comportement est quasi-linéaire. La norme préconise donc de se restreindre aux points dont les déformations sont comprises dans l'intervalle [0,001; 0,003].

Enfin, pour chacune des propriétés calculées, on détermine la moyenne, l'écart-type et le coefficient de variation.

3.2.2.2 Fabrication des éprouvettes et procédure de mise en traction

Les éprouvettes sont réalisées à l'aide du procédé choisi pour la construction de la coque : l'infusion sous vide. Des plaques sont d'abord fabriquées. Le montage pour l'injection de résine est celui représenté sur la Figure 3.2. Un tissu d'arrachage (*peel-ply*) est placé des deux côtés de la plaque afin d'uniformiser l'aspect de surface.

Bien qu'il soit connu que les propriétés de la fibre de lin s'altèrent si son taux d'humidité relative est trop élevé (Martin, Baley, & Davies, 2014), celle-ci n'est pas séchée avant la mise en forme. Cela n'est pas jugé nécessaire puisque le taux d'humidité de l'atelier est relativement faible (autour de 30%). De plus, une expérience visant à caractériser la dynamique du séchage puis de la réhumidification de la fibre de lin a montré que celle-ci reprenait 50% de son taux d'humidité en 3h et qu'il revenait à sa valeur initiale en une journée. Puisque la préparation de l'infusion de grandes pièces comme la carène ou le pont prend plus de temps que cela et que l'ETS ne dispose pas de moyens de sécher la fibre une fois dans le moule, le séchage du lin est écarté.

Pour l'infusion, la résine utilisée est l'Elium® 191 XO/SA du fournisseur Arkema. Elle se constitue principalement d'un composé méthyl-méthacrylate (MMA) polymérisé à température ambiante à l'aide d'un initiateur de type MEKP 9 (Méthyl-Ethyl-Ketone-Peroxide) dosé ici à 2% en masse. Son temps de travail se situe autour des 90 minutes. Il est à noter que cette résine nécessite un taux de fuite du montage inférieur à 1 mbar/min au-delà duquel des zones de non-polymérisation de la résine peuvent apparaître au niveau des entrées d'air. De plus, le vide doit être maintenu à une pression de vide inférieure à 0,9 bar car la résine contient un solvant qui se vaporise au-dessus de cette limite et fait alors rentrer le montage en ébullition tout en incorporant des porosités dans le composite. Il est ici fixé à 0,7 bar car c'est la valeur maximale permettant de s'assurer que la pression de vaporisation n'est jamais atteinte localement dans la bache à vide. La résine Elium® est donc une résine particulière à mettre en œuvre. La Figure 3.6 montre l'avancement du front de résine dans le médium pendant l'infusion d'une plaque de lin. On voit que celui-ci est en angle par rapport au montage car la résine est arrivée d'abord par le haut et qu'elle a donc eu le temps de parcourir plus de distance de ce côté. Un frein de résine (arrêt du médium) est réalisé pour redresser le front en fin d'infusion.

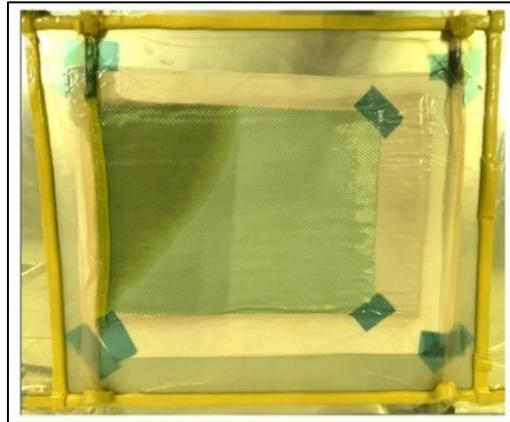


Figure 3.6 Infusion d'une plaque de composite à fibre de lin

Les dimensions et masses des plaques permettent de calculer une masse volumique moyenne du composite de 1178 kg/m^3 . Elles sont ensuite découpées aux dimensions souhaitées à l'aide d'un banc de scie muni d'une lame dentée. Les lames diamantées habituellement employées ne sont ici pas valables car elles font fondre la résine à cause de l'échauffement local qu'elles provoquent et il n'est pas question de lubrifier la coupe puisque les propriétés du lin en seraient dégradées. Puis les talons (composite fibre de verre / époxy) sont collés avec de la résine époxy. Enfin, afin de calculer les coefficients de Poisson et le module de cisaillement, des jauges de déformation bidirectionnelles de référence CEA-13-062WT-350 (*Micro Measurements VPG Brand*) sont collées sur certaines des éprouvettes comme on peut le voir sur la Figure 3.7.

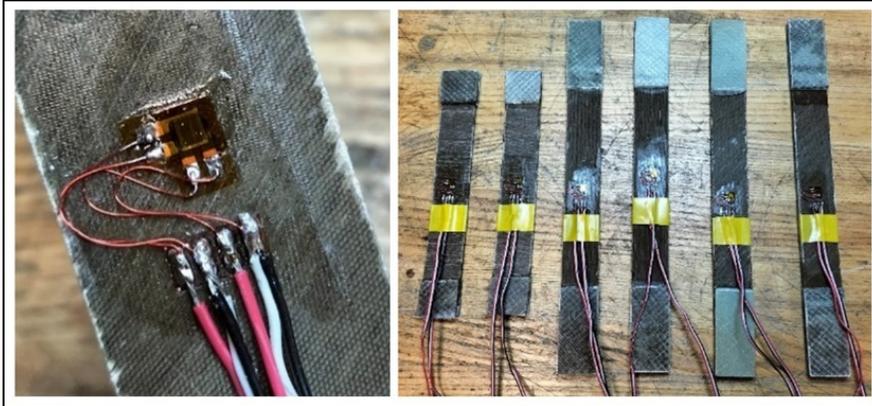


Figure 3.7 Jauge de déformation câblée (à gauche) /
Ensemble des éprouvettes équipées (à droite)

Les essais sont réalisés à l'aide d'un banc de traction MTS Alliance RF/200. Il est équipé d'une cellule de charge allant jusqu'à 10 kN et de mors mécaniques. Sur chacune des éprouvettes testées, un extensomètre à pinces est ajouté afin d'améliorer la précision des mesures de déformation comme on peut le voir en Figure 3.8. L'incertitude sur les mesures est de ± 100 N pour la cellule de charge et de $\pm 2 * 10^5$ mm/mm pour l'extensomètre. La vitesse des tests est de 2 mm/min.



Figure 3.8 Éprouvette et extensomètre
(gauche), banc de traction (droite)

3.2.2.3 Résultats

Premièrement, le Tableau 3.4 regroupe les observations faites sur le mode de rupture des différentes éprouvettes en accord avec la norme ASTM D3039.

Tableau 3.4 Modes de rupture des éprouvettes de traction lin / Elium®

Essai	Traction 0°	Traction 90°	Traction ±45°
Mode de rupture selon ASTM D3039 (<i>type / area / location</i>)	SAM (<i>Long. Splitting / At tab / Middle</i>)	LVV (<i>Lateral / Various / Various</i>)	AGV (<i>Angled / Gage / Various</i>)
Image			
Observations	Cassures longitudinales sur toute la longueur utile	Rupture inter-fibres de la matrice	Rupture progressive par plis uniques ou groupes de plis

La Figure 3.9 représente les courbes de contrainte versus déformation pour les essais d'éprouvettes à 0°. On y observe une première portion quasi linéaire caractéristique du comportement élastique du matériau suivie de la rupture. Le reste des courbes est regroupé à l'ANNEXE IV. Il est à noter que le test de traction 0° ne comporte que quatre essais à cause d'un dysfonctionnement de l'extensomètre pour une des éprouvettes.

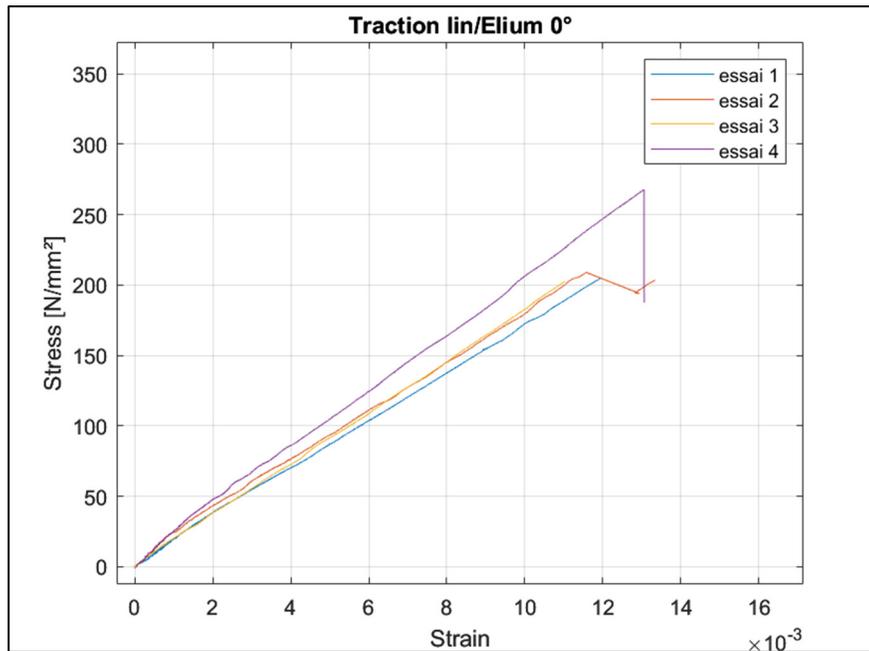


Figure 3.9 Courbes de traction pour les éprouvettes lin/Elium® à 0°

A partir de celles-ci, on détermine les constantes de l'ingénieur pour le pli du composite lin / Elium®. Le Tableau 3.5 regroupe les résultats de ces calculs. Le détail des valeurs obtenues pour chaque échantillon est fourni en ANNEXE IV. Les grandeurs déterminées sont proches de celles trouvées par Haggui, El Mahi, Jendli, Akrouf, & Haddar (2018) qui, pour une fraction volumique v_f de fibres autour de 38%, trouvent $E_1 = 23$ GPa, $E_2 = 3,2$ GPa, $R_{m,1} = 210$ MPa et $R_{m,2} = 7,5$ MPa. Les différences peuvent s'expliquer par la variation de v_f , un léger désalignement des fibres, la différence de qualité du lin ou le fait qu'ils ont utilisé une autre référence de résine Elium® (150) qui polymérise plus rapidement.

Tableau 3.5 Résultats des essais mécaniques sur le composite lin / Elium®

Lot	v_f	Grandeur	Valeur	Écart-type
UD 0°	34,90 %	E_1 [GPa]	18,41	1,6
		$R_{m,1}$ [MPa]	221,26	31,1
		$A\%_1$	1,19	0,08

Lot	v_f	Grandeur	Valeur	Écart-type
		v_{12}	0,41	
UD 90°	38,00 %	E_2 [GPa]	3,56	0,22
		$R_{m,2}$ [MPa]	14,76	0,92
		$A\%_2$	0,44	0,05
		v_{21}	0,07	
UD +/-45°	33,90 %	E [GPa]	5,09	0,36
		R_m [MPa]	61,72	5,48
		$A\%$	2,76	0,57
		G_{12} [GPa]	1,6	

Il est alors possible de comparer les propriétés spécifiques du composite étudié avec un autre composite plus « classique ». Des essais préliminaires ayant été réalisés sur des éprouvettes verre / époxy ($E_1 = 38,3$ GPa, $R_{m,1} = 789,9$ MPa, densité 1,9) permettent de constater que les rigidités et résistances spécifiques longitudinales du composite lin / Elium® en traction s'élèvent respectivement à 78% et 45,5% de celles du composite verre / époxy. Le bio-composite recyclable est donc presque aussi bon en termes de rigidité mais deux fois moins résistant.

3.3 Validation des méthodes de fabrication par des tests préliminaires

Il est enfin important, pour la fabrication d'un prototype tel que Rafale IV à l'aide de matériaux nouveaux, de réaliser des tests afin de valider ou d'ajuster au besoin les méthodes de fabrication prévues.

3.3.1 Espacement des *bleeder holes* dans la mousse

Pour l'infusion d'une pièce composite de type sandwich, il est nécessaire que la résine puisse s'infiltrer de chaque côté de la mousse afin d'imprégner les renforts fibreux présents de part et d'autre de celle-ci. La Figure 3.10 schématise le parcours de la résine pour l'infusion d'une plaque sandwich. La résine arrivant seulement par une face du composite, on réalise des trous

ou *bleeder holes* dans la plaque de mousse afin de laisser la résine la traverser. Ces trous sont espacés régulièrement pour que l'infusion soit uniforme. Leur diamètre et espacement optimaux dépendent du type de renforts utilisés mais aussi de la viscosité de la résine. En effet, une résine plus fluide aura besoin de moins de *bleeder holes* pour infuser les renforts côté moule.

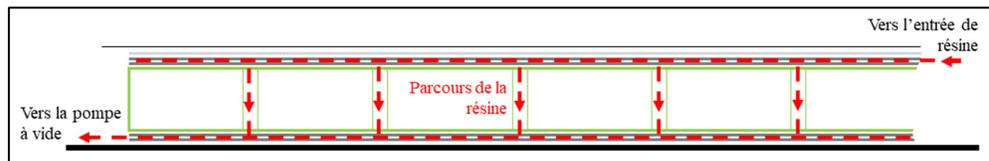


Figure 3.10 Parcours de la résine pour l'infusion d'une plaque sandwich

Afin de connaître l'espacement et le diamètre de trous le plus adéquat pour l'association lin / Elium®, des plaques tests sont réalisées avec différents espacements et diamètres de perçages. Les détails et résultats qualitatifs sont listés dans le Tableau 3.6.

Tableau 3.6 Observations de l'influence de l'espacement des *bleeder holes* dans l'âme

Espacement des trous	50mm	40mm	30mm
Diamètre d'un trou	3mm	2mm	2mm
Observations	Zones sèches à certains points entre les trous	Les deux peaux sont correctement infusées	Les deux peaux sont correctement infusées
Image			

On constate d'après ces tests que des perçages de diamètre 2 mm espacés de 30 à 40 mm conviennent pour l'infusion. Les plaques de mousse PET commandées au fournisseur sont

donc dotées de trous de 2 mm régulièrement espacés de 35 mm car c'est la valeur la plus proche de 40 mm que celui-ci proposait.

3.3.2 Tests de pelage

Un autre paramètre important à vérifier pour la réalisation de structures sandwich est la qualité de l'adhésion des peaux de renforts à l'âme en mousse. En effet, si l'adhésion est mauvaise, l'interface mousse / renforts rompt sous les efforts de cisaillement et c'est la délamination du composite qui perd alors sa rigidité. Afin de vérifier l'adhésion entre le composite lin / Elium® et la mousse PET Kerdyn Green 80, des échantillons sont fabriqués dans le but de réaliser un test qualitatif de pelage (*peel test*). La norme ASTM D1781-98 (D14 Committee, s.d.) détaille la méthode de réalisation d'un tel test. Cependant, pour un souci de simplicité et de manque d'équipement à l'ETS, celui-ci est réalisé selon la procédure suivante :

- Découpe de quatre éprouvettes rectangulaires de dimension 200 x 30 mm.
- Amorçage d'une fissure à l'aide d'une lame entre la peau composite et la mousse. Cela est illustré par la Figure 3.11.
- Collage des éprouvettes par une face sur une planche de bois.
- Tirage de la peau composite supérieure dans la direction normale à l'éprouvette en commençant pas la zone fendue.
- Observation de la zone de rupture.

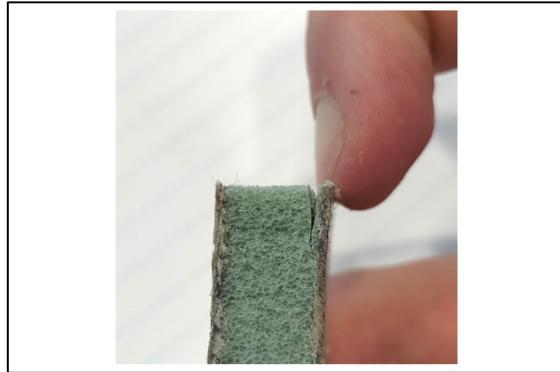


Figure 3.11 Amorçage volontaire de la fissure avec une lame

Les observations des résultats de ces tests sont développées dans le Tableau 3.7.

Tableau 3.7 Résultats des tests de pelage

Éprouvette n°	1 et 2 (laminé pont [$\pm 45/0/90/\hat{a}me$] _s)	3 et 4 (laminé carène [$\pm 45/0/\hat{a}me$] _s)
Observation	Rupture de la mousse puis de la peau. Résidus de mousse sur la peau arrachée.	Rupture de la mousse puis de la peau. Résidus de mousse sur la peau arrachée.
Image		

On constate que pour chacune des éprouvettes, la fracture a lieu dans la mousse et non à l'interface entre la mousse et la peau composite. Cela montre une bonne adhésion entre la mousse et le renfort fibreux.

3.3.3 Résistance des inserts pour le pont

Pour la réalisation de pièces composites, une attention particulière doit être portée aux zones d'ancrage des éléments vissés tels que l'accastillage. En effet, puisque le composite est

constitué de peaux minces et souvent d'une âme à faible densité, il résiste mal aux efforts locaux. Le serrage d'une vis directement dans les peaux d'une structure sandwich les détériore et offre très peu de solidité étant donné la faible résistance de celles-ci au matage et à l'arrachement. Afin de pallier ce problème, il est très répandu d'utiliser des inserts taraudés collés dans le composite qui répartissent les efforts afin d'éviter les problèmes de concentration de contraintes posés par la visserie. Il est aussi courant de placer de la mousse haute densité autour des perçages pour éviter l'écrasement du composite dû au serrage des vis.

Le pont de Rafale IV devant être équipé d'accastillage soumis à des forces importantes, il est nécessaire de caractériser la résistance des inserts dans celui-ci. Cela a deux objectifs : valider la résistance des inserts collés et choisir le type d'insert en fonction du chargement principal auquel il sera soumis. Les inserts présélectionnés sont schématisés en Figure 3.12. Étant donné qu'une modélisation et analyse précise par éléments finis de tels assemblages est longue et fastidieuse, il est choisi de réaliser des éprouvettes de tests avec les différents types d'inserts afin de caractériser mécaniquement leur comportement. Deux tests sont mis en place ; un test d'arrachement et un test de cisaillement. Pour chaque test et chaque insert, trois éprouvettes sont testées. Les inserts sont tous collés après préparation des surfaces à l'aide d'un adhésif méthacrylate Crestabond M1-04 fournie par Scott Bader.

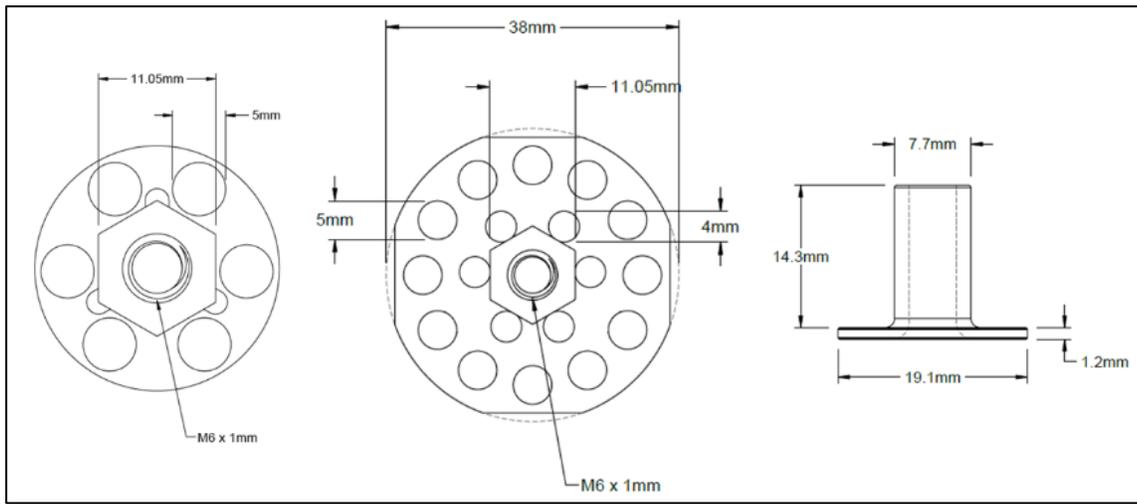


Figure 3.12 De gauche à droite: Rotaloc $\varnothing 23$,
Rotaloc $\varnothing 38$, Insert en T $\varnothing 20$

3.3.3.1 Tests d'arrachement

Le test d'arrachement a pour but de caractériser le comportement mécanique de l'insert collé lorsqu'il est tiré de façon normale au composite. Ce cas de chargement est retrouvé pour des filoirs, des poulies de renvoi ou bien la fixation de l'écoute de grand-voile.

Deux types d'éprouvettes sont fabriquées pour ce test. Des carrés de 105 mm de côté pour les inserts de plus petit diamètre (Rotaloc $\varnothing 23$ et en T $\varnothing 20$) et des carrés de 155 mm de côté pour les Rotaloc $\varnothing 38$. Le changement de dimensions en fonction du diamètre d'insert a pour but de limiter les effets de bord. Chaque éprouvette est découpée dans un panneau sandwich ayant le laminé prévu pour le pont et un insert y est collé au centre après perçage.

La machine utilisée pour les tests est un banc de traction MTS Alliance RF/200. Le montage, visible sur la Figure 3.13, est constitué d'un mors en V monté sur une rotule et d'un outillage spécifique fabriqué pour ces tests qui est fixé sur bâti de la machine. Il est réalisé en deux versions pour chacune des dimensions d'éprouvettes. Le mors supérieur exerce la traction sur une tige filetée vissée dans l'insert. Le test est réalisé à une vitesse de 2 mm/min. La norme utilisée pour l'interprétation de la rupture ainsi que l'exploitation des données est la norme

ASTM D7332 (D30 Committee, s.d.-c). Le Tableau 3.8 répertorie les résultats moyens pour chaque type d'insert. La Figure 3.13 (au milieu et à droite) montre l'allure d'une éprouvette après rupture.

Tableau 3.8 Résultats des tests d'arrachement d'inserts

Insert testé	En T, ø20mm	Rotaloc ø23mm	Rotaloc ø38mm
Mode de rupture selon ASTM D7332	PLB <i>Pull-through / Laminate, at hole / Bottom</i>	PLB <i>Pull-through / Laminate, at hole / Bottom</i>	PLD <i>Pull-through / Laminate, at hole / fastener Dished or Deformed</i>
Rupture Initiale (changement de raideur $\geq 10\%$)	750 N	800N	1050N
Déplacement à rupture initiale	1,0 mm	1,2 mm	1,5 mm
Force de rupture	1955N	1997N	2318N
Déplacement à rupture	5,2 mm	5,6 mm	6,1 mm
Force maximale	1955N	2379N	3803N

Comme on peut s'y attendre, l'augmentation de la surface de collage de l'insert aide à mieux répartir les efforts et confère donc une plus grande résistance à l'arrachement. Les courbes correspondant à ces essais sont visibles en ANNEXE V.



Figure 3.13 A gauche : Montage avant mise en traction, au milieu et à droite : allure de l'éprouvette recto-verso après rupture pour un insert Rotaloc ø23mm

3.3.3.2 Tests de cisaillement

Le test de cisaillement simule un cas où la force appliquée sur l'insert serait dirigée selon la tangente au matériau composite. Cela intervient pour des points d'ancrages de poulies et de renvois d'angles sur le pont du bateau. Le schéma des éprouvettes est représenté Figure 3.14.

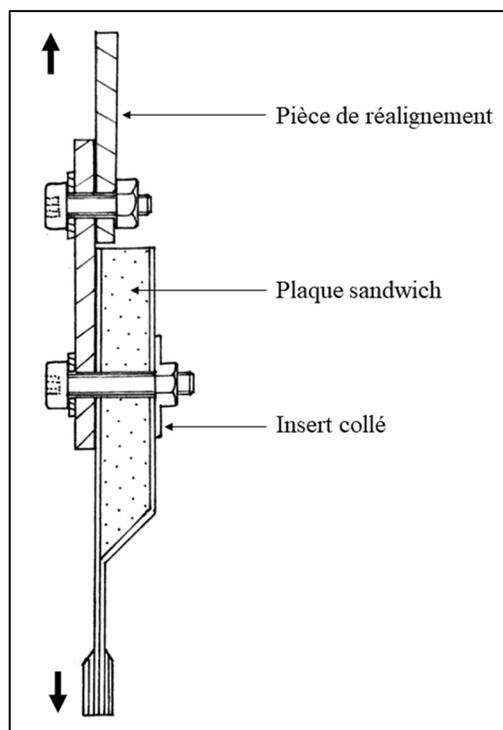


Figure 3.14 Éprouvette de test de cisaillement d'insert

La machine utilisée pour les tests est un banc de traction MTS Alliance RF/200. Le montage est constitué d'un mors fixe et d'un mors mobile monté sur une rotule pour éviter les efforts induits par un mauvais alignement. La pièce en acier du côté du mors supérieur (dans laquelle passe la vis) sert à éviter d'engendrer des moments dans l'éprouvette. Le test est réalisé à une vitesse de 2 mm/min. On relève la rupture initiale avec la première zone de changement de pente significatif (supérieur ou égal à 10% comme le préconise la norme ASTM D7332 (D30 Committee, s.d.-c)) et la force maximale. Les courbes sont visibles en

ANNEXE V. Le Tableau 3.9 répertorie les résultats moyens pour chaque type d'insert. Le mode de rupture est décrit selon la norme ASTM D5961 (D30 Committee, s.d.-a).

Tableau 3.9 Résultats des tests de cisaillement d'inserts

Insert testé	En T, $\varnothing 20\text{mm}$	Rotaloc $\varnothing 23\text{mm}$	Rotaloc $\varnothing 38\text{mm}$
Mode de rupture selon ASTM D5961	B1I: <i>Laminate Bearing / 1st hole / Inapplicable</i>	D1I: <i>Laminate delamination / 1st hole / Inapplicable</i>	D1I ou G3H: <i>Fastener shear / 1st fastener / Fastener Head</i>
Image			
Rupture Initiale (changement de raideur $\geq 10\%$)	3040 N	1879 N	3365,6 N
Déplacement à rupture initiale	1,2 mm	3,4 mm	2,8 mm
Force maximale	4037 N	3364 N	5803 N
Déplacement à rupture	4,0 mm	13,5 mm	10,0 mm

Les valeurs de résistance en arrachement et en cisaillement sont ensuite utilisées pour le choix des inserts selon les zones du pont. On adopte ici les valeurs de rupture initiale pour la conception afin de dimensionner de manière conservatrice. On constate globalement que les inserts en T sont meilleurs en cisaillement et provoquent la rupture la moins destructrice pour le matériau environnant (contrairement aux Rotaloc qui génèrent de la délamination). Pour

l'arrachement, les inserts en T et Rotaloc $\varnothing 23$ mm sont équivalents avec environ 800 N de résistance. Les inserts Rotaloc $\varnothing 38$ mm sont légèrement meilleurs avec 1050 N. Il est à noter que ces essais ont été réalisés avec un composite ayant un cœur basse densité (80 kg/m^3). Il est habituellement conseillé de placer une mousse haute densité localement autour des inserts pour améliorer la solidité de ces zones en dissipant mieux les contraintes. C'est la solution choisie pour la construction du pont de Rafale IV (mousse PET de 300 kg/m^3 localement). Les résultats de ces tests sont donc conservateurs.

3.3.4 Résistance du point d'ancrage des poulies de renvoi sur le pied de mât

Parmi les points d'accroches de l'accastillage pour Rafale IV, il y a un point de fixation en base de pied de mât pour les poulies de renvoi du hale-bas et du cunningham. Ce point doit se trouver le plus proche du pont possible mais aussi le plus proche de l'axe du pied de mât. Cet alignement permet d'éviter les moments de rotation autour du pied de mât, causés par la tension dans les cordes, qui empêcheraient la voile de choquer correctement. Il doit être assez solide pour supporter une force de 8000 N dirigée à 30° par rapport au pont.

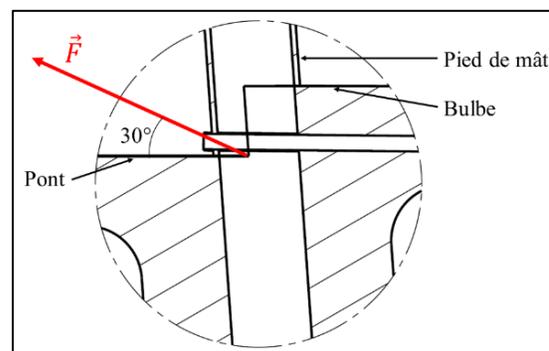


Figure 3.15 Zone du point de fixation des poulies de renvoi

La solution retenue pour la fabrication de ce point fixe est celle représentée sur la Figure 3.16. On perce en angle le tube du pied de mât à deux endroits et de part en part afin d'y faire passer une corde en dyneema. On réalise ensuite une épissure pour donner à cette corde une forme de boucle puis on effiloche les extrémités qui dépassent pour les coller en arrière du

tube. Après le collage à l'adhésif structural, on réalise une stratification au contact avec de la fibre de carbone (4 plis) et de la résine époxy pour finir de stabiliser et étancher le tout.



Figure 3.16 Éprouvette de test n°2

Afin d'évaluer la résistance de cette solution, deux éprouvettes test sont fabriquées pour être ensuite mises en traction. La première éprouvette est réalisée dans un morceau de tube de carbone de dimensions similaires à celui utilisé pour le pied de mât et la deuxième est directement faite dans un morceau du tube qui doit être utilisé sur le bateau. Ces deux éprouvettes sont ensuite montées dans un banc de traction et soumises à une charge croissante à une vitesse de déplacement de 2 mm/min. Comme le montre la Figure 3.17, le montage est fait entre deux pièces consistant simplement en un axe métallique monté en chape. Cette manière de procéder est conservatrice puisque la pêne passant dans le tube génère des efforts tendant à déformer sa section circulaire alors que les fibres sont globalement toutes dirigées selon l'axe du tube. C'est un chargement critique pour un tube dimensionné pour de la flexion et l'on peut s'attendre à ce que celui-ci fissure au niveau du contact avec l'axe.



Figure 3.17 Éprouvette de test n°2 dans le montage de traction

Les courbes des essais sont visibles sur la Figure 3.18. On constate une augmentation progressive de la raideur due à un alignement des fibres dans la corde, puis une montée linéaire jusqu'à rupture. Le premier essai a été arrêté à 15000 N qui est une valeur de force largement satisfaisante. Le second s'est arrêté avec un début de fissuration autour de 12500 N. La différence entre les essais s'explique par le fait que l'épaisseur du premier tube est supérieure à l'autre.

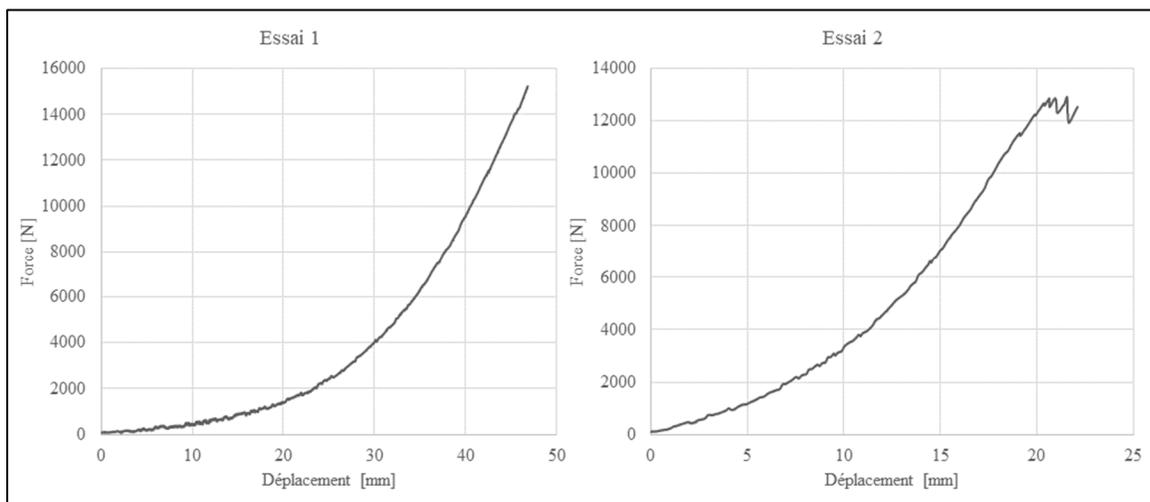


Figure 3.18 Courbes des essais de résistance du point d'ancrage des poulies de renvoi

On constate ici qu'il n'y a pas eu de rupture avant 12500 N. Cela représente un facteur de sécurité de 1,56 par rapport à la valeur cible de 8000 N. Le montage est donc validé pour la fabrication sur le voilier.

La série de tests développée dans ce chapitre a permis de caractériser mécaniquement le matériau choisi et de valider les différentes méthodes de fabrication à l'aide de données qualitatives et quantitatives. Celles-ci peuvent donc ensuite être employées pour le dimensionnement structurel de la coque.

CHAPITRE 4

CONCEPTION EXTERNE ET INTERNE DE LA COQUE DU MOTH

La phase de design est celle durant laquelle la géométrie de la coque est dessinée. Durant celle-ci, il est important de prendre en compte de nombreux facteurs comme la navigabilité et l'ergonomie mais aussi les aspects structurels et la complexité de la fabrication. Ce chapitre présente les choix de conception externes et internes de la coque de Rafale IV.

4.1 Conception de la forme extérieure

Cette section présentera le processus suivi pour déterminer la forme externe de la coque puis traitera de la flottabilité et des contraintes de fabrication en lien avec la géométrie choisie.

4.1.1 Présentation du design

La géométrie de la coque est réalisée à l'aide du logiciel CATIA V5 et de son module de conception surfacique. Elle s'appuie sur un « squelette » filaire comprenant les formes du pont, de la ligne centrale de la carène et de plusieurs sections de la coque. Celui-ci est représenté en Figure 4.1.

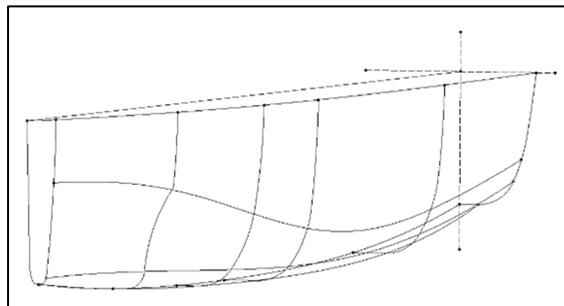


Figure 4.1 Squelette de la carène

Sa surface est ensuite générée à l'aide des différents outils de création de surfaces du logiciel. La Figure 4.2 montre un aperçu de la forme de la carène dessinée pour le prototype Rafale 4.

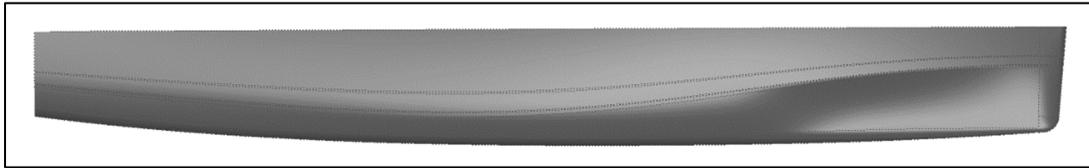


Figure 4.2 Carène de rafale IV

Globalement, la coque est très fine et élancée comme pour la totalité des coques de Moth à foils actuels. Cela permet une meilleure glisse à basse vitesse et donc un décollage sur les foils facilité. Les lignes sont tendues pour limiter la traînée aussi bien hydrodynamique qu'aérodynamique. Des formes concaves sont visibles au niveau de l'avant de la coque. Elles sont inspirées des coques actuelles d'AC40 qui sont des voiliers à foils à la pointe de l'innovation développés pour la coupe de l'America. La carène remonte légèrement à partir du dernier tiers de sa longueur afin de diminuer la zone de décrochage de la couche limite et de favoriser la pénétration dans l'air. Cela limite aussi la quantité de matière et donc la masse de la coque.

En termes de dimensions, la longueur hors tout est de 3330 mm, la largeur au maître-bau de 400 mm et la hauteur de 370 mm. Ainsi, le règlement est respecté. L'allure de la section majoritaire sur la carène est présentée sur la Figure 4.3. Il s'agit d'une section en « U » assez plate sur le dessous pour conférer de la stabilité et diminuer l'effet de succion vers le bas généré par l'écoulement de l'eau (Chevalier, 2018) afin d'aider au décollage sur les foils.

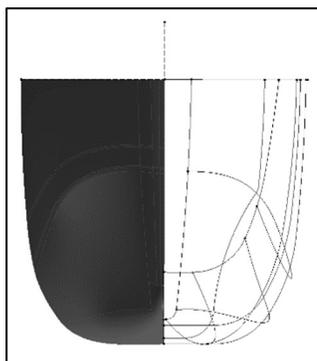


Figure 4.3 Section au maître-bau de la coque

Le pont de la coque de Rafale IV est lui assez simple. Il est globalement plan avec des renforcements pour permettre aux échelles de s'insérer et d'affleurer la surface supérieure une fois installées (leur positionnement le long de la coque ainsi que celui des autres éléments seront discutés en section 4.3.3). Il est représenté en Figure 4.4. Il comporte un bulbe en avant pour conférer de l'inertie de section à cette zone très sollicitée en flexion.

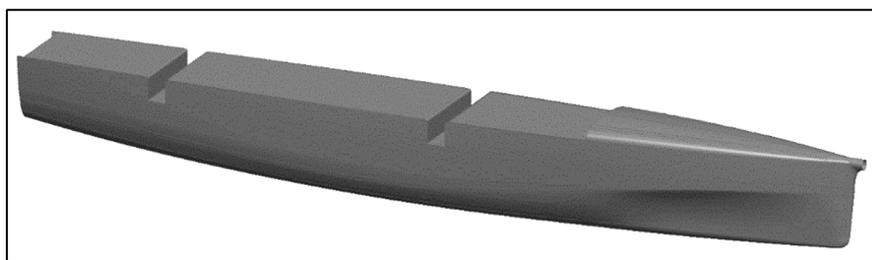


Figure 4.4 Pont et carène de Rafale IV

4.1.2 Considérations pour la flottabilité

La coque doit pouvoir flotter sur l'eau pour permettre au skipper de naviguer de manière « classique » afin de prendre de la vitesse pour s'élever sur les foils. Il existe des indications quant à la flottabilité minimale admissible pour la coque. Le règlement *SuMoth* impose que le bateau soit insubmersible avec un skipper de 85 kg. Si l'on considère un bateau de 50 kg gréé, on a selon l'expression de la poussée d'Archimède l'équation (4.1).

$$V_{depl} = \frac{P_{tot}}{\rho_{eau} g} \quad (4.1)$$

$$V_{depl} = \frac{(50 + 85) \cdot 9,81}{1000 \cdot 9,81} = 0,135 \text{ m}^3$$

La coque doit donc avoir minimalement un volume de 135 litres pour respecter le règlement. Le volume total de la coque est de 339 litres. La contrainte de flottabilité est donc largement respectée. Ce volume place la ligne de flottaison à environ un tiers de la coque avec un skipper de 70 kg comme le montre la Figure 4.5. Ce niveau est jugé convenable pour la navigation selon l'observation des Moths commerciaux.

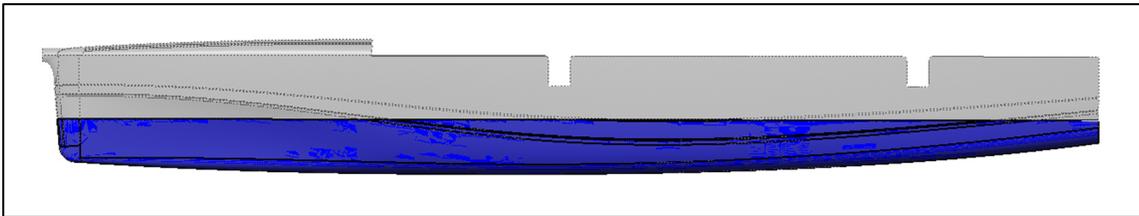


Figure 4.5 Ligne de flottaison avec un skipper de 70 kg

4.1.3 Considérations pour la fabrication

La carène et le pont de Rafale IV sont dessinés en gardant à l'esprit qu'ils sont fabriqués par infusion dans un moule et que par conséquent des angles de dépouille doivent être prévus afin de rendre le démoulage possible. Il est donc fixé à 2° l'angle de dépouille minimal. De plus, une attention particulière est portée au fait d'éviter les zones avec des rayons de courbure faibles pour faciliter le placement de l'âme et des renforts ainsi que le démoulage.

4.2 Placement des éléments d'accastillage

L'accastillage constitue l'ensemble des accessoires, notamment de pont (manilles, poulies, taquets, winchs, etc.), que l'on trouve sur un navire. Il permet le passage des différentes

cordes qui contrôlent le réglage des voiles mais aussi du palpeur pour un Moth à foils. Le plan d'accastillage pour le pont de Rafale IV est schématisé sur la Figure 4.6.

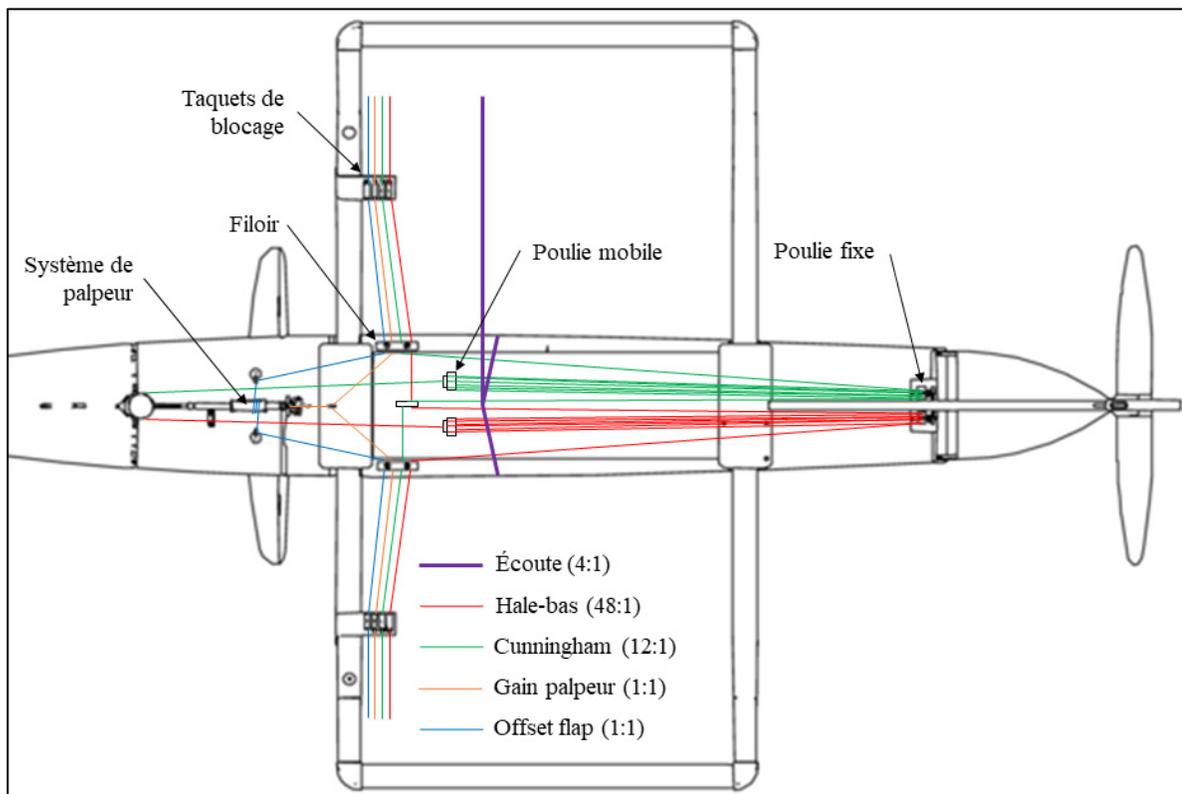


Figure 4.6 Plan d'accastillage

Le système de commande est symétrisé de bâbord à tribord afin de permettre au skipper d'avoir accès à tous les réglages quel que soit l'allure du voilier. Les poulies mobiles du hale-bas et du cunningham sont placées dans l'alignement du pont. Cela leur procure plus de débattement et fournit donc une plus grande plage de réglages pour adapter la forme de la voile aux conditions. Les cordes de réglage du palpeur et du flap transmettent très peu d'efforts.

4.3 Définition de la structure interne de la coque

Une fois la forme extérieure de la coque fixée, sa structure interne peut être dessinée. Celle-ci permet à la coque de supporter les différents chargements locaux et globaux auxquels elle est soumise tout en empêchant sa section de se déformer et ainsi limiter le risque de flambement.

4.3.1 Revue de littérature : la structure interne d'une coque de voilier

Historiquement et pendant des centaines d'années, les voiliers ont été dimensionnés sur la base de règles empiriques et d'essais-erreurs. Ces bateaux évoluaient sur les mêmes plans d'eau que nous connaissons actuellement, mais les objectifs n'étaient pas les mêmes. En effet, les besoins ont évolué vers la performance et la légèreté. «*[...] higher loads from the rig and an aggressive and competitive owner must be taken care of by an increasingly lighter hull structure.*» (Larsson & Eliasson, 2000). Cela mène inévitablement à la nécessité de dimensionner précisément la structure des navires.

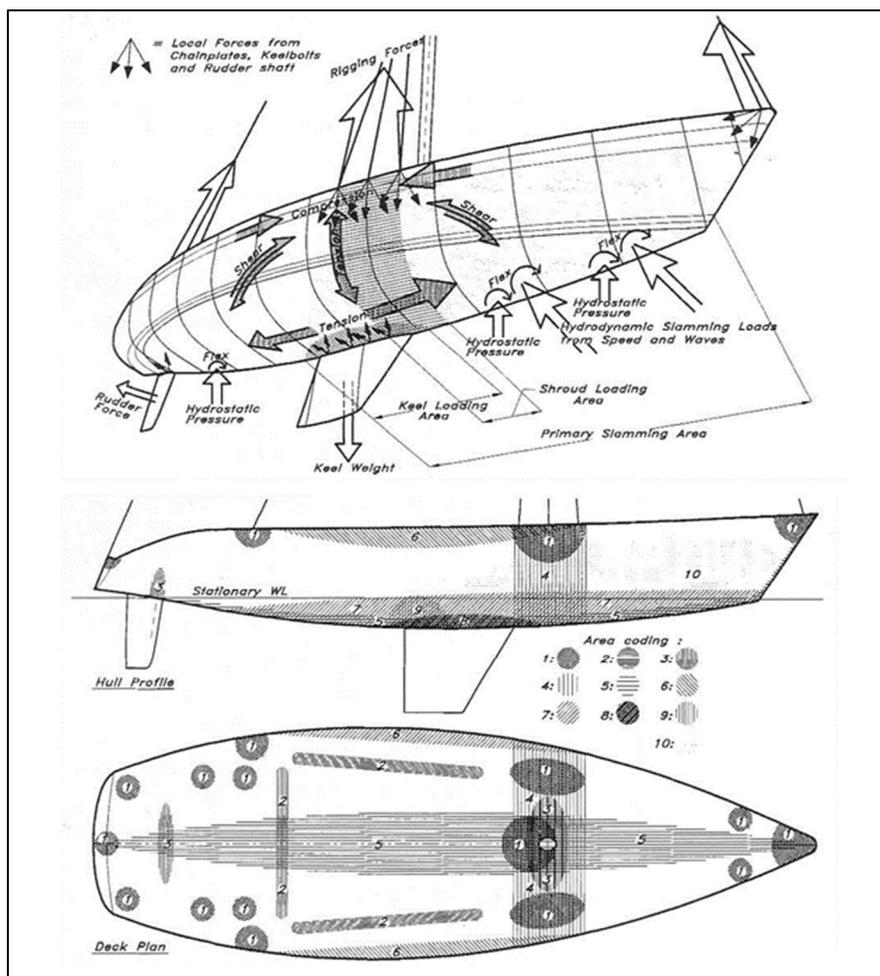


Figure 4.7 Schématisation (non-exhaustive) des forces sur la coque et des zones sous charge associées pour un voilier
Tirée de Larsson & Eliasson (2000)

Pour ce faire, la détermination des efforts auxquels est soumis le navire est la première étape. La Figure 4.7 répertorie une partie des forces pouvant être appliquées à la coque d'un voilier (en haut) et les zones de chargement associées sur celle-ci (en bas). Les efforts peuvent être séparés en deux groupes : efforts globaux (flèches grisées) et efforts locaux (flèches blanches). Les efforts globaux affectent le navire en tant qu'ensemble (par exemple, la flexion de la coque sous la tension du grément) alors que les efforts locaux sont associés aux poulies attachées sur le pont, passages de chaînes, winchs, etc. (Larsson & Eliasson, 2000).

Connaissant les forces en jeu, il est ensuite nécessaire d'arranger la structure interne du bateau afin d'éviter la rupture ainsi que des déflexions trop importantes impactant la performance de celui-ci. On ajoute alors des cloisons internes transversales pour éviter la déformation de la section mais aussi longitudinales pour limiter la flexion sous l'effet de la compression du mât (toujours significative). Une autre approche répandue est la conception de structures type « monocoque » où les renforts sont situés en périphérie et orientés de manière à conférer directement à la coque sa rigidité et limiter ainsi le besoin de cloisons. Par exemple, afin de limiter les déformations (flexion de la coque et écrasement de la section au niveau du pied de mât) dues aux tensions dans le grément dormant, la plupart des voiliers sont renforcés selon la « *strong-cross* » comme le représente la Figure 4.8. Il s'agit d'une croix fictive indiquant les zones de passage de contraintes.

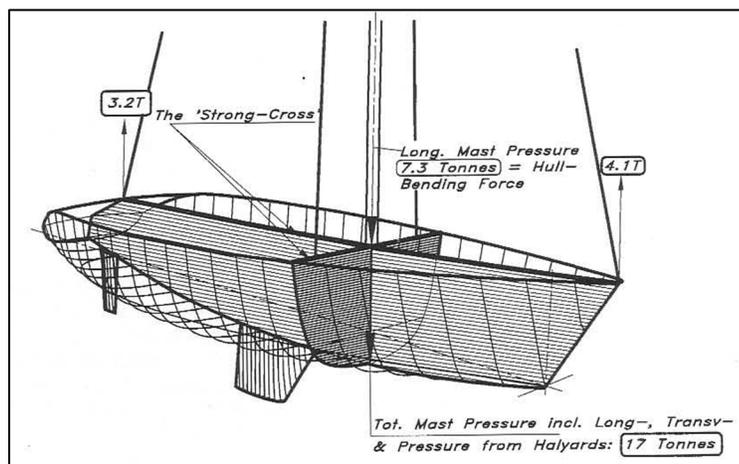


Figure 4.8 « *Strong-cross* » et efforts associés
Tirée de Larsson & Eliasson (2000)

Pour le cas particulier des coques de Moths à foil, il est malheureusement difficile de trouver des plans et/ou informations sur la structure interne dans la littérature actuelle et les constructeurs ne dévoilent pas ces informations. Pour obtenir des renseignements, des discussions ont eu lieu avec des propriétaires de Moths. Certains, parce qu'ils en ont construit ou parce qu'ils connaissent les constructeurs de ces bateaux, possèdent ces informations. Leurs conseils sont une bonne source d'inspiration.

4.3.2 Zones d'application des charges sur une coque de Moth

Comme le souligne la revue de littérature, il faut dans un premier temps se pencher sur les efforts auxquels est soumise la coque d'un Moth afin d'en dimensionner la structure. Il faut alors prendre en compte les efforts externes mais aussi internes. Ces derniers sont calculés dans le CHAPITRE 2. On peut les rassembler autour de la coque d'après la Figure 4.9.

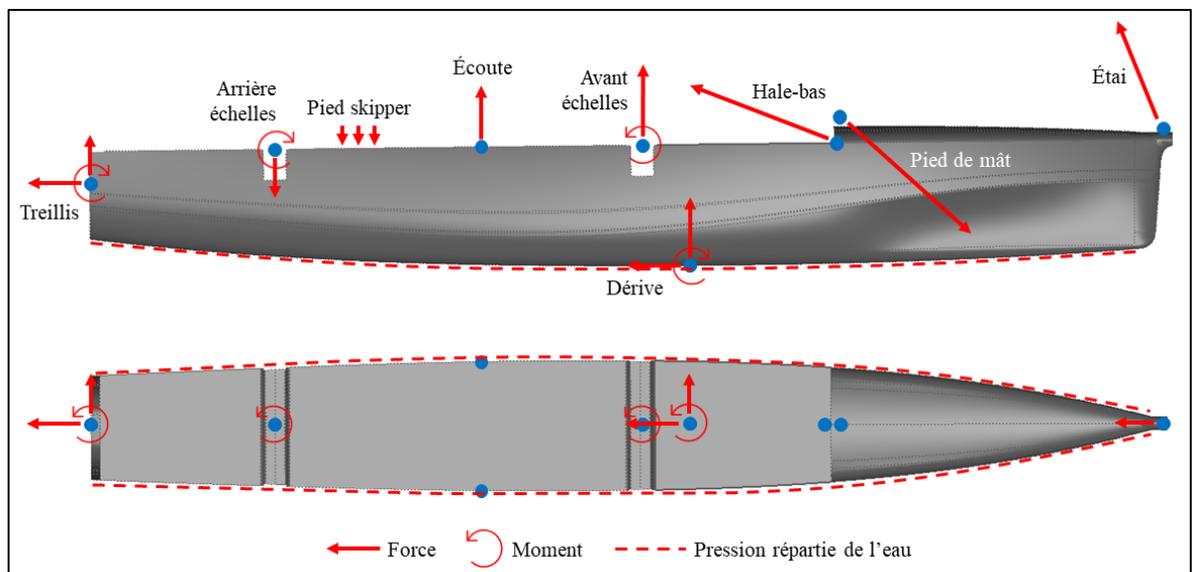


Figure 4.9 Schéma récapitulatif des forces appliquées sur la coque

En observant ce schéma et en groupant les forces et moments, on peut localiser des zones principales de chargement sur la coque du bateau qui seront les zones à renforcer avec des cloisons. Ces zones sont représentées sur la Figure 4.10.

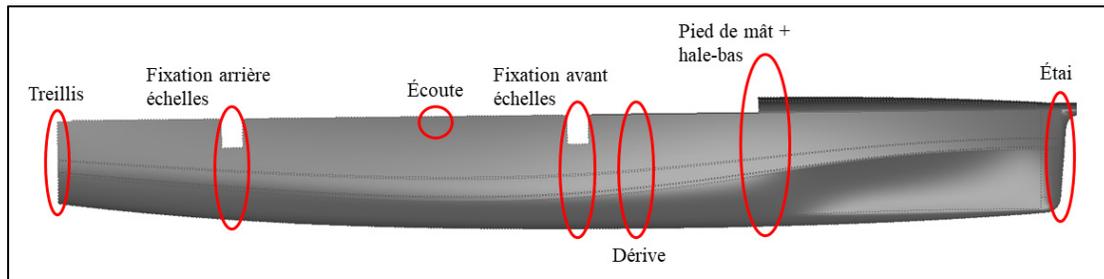


Figure 4.10 Schéma des zones principales de chargement de la coque du Moth

4.3.3 Placement longitudinal des éléments du voilier

Lorsque l'on dessine une coque de Moth à foils, il y a un facteur supplémentaire à prendre en compte par rapport à ce que présentent les ouvrages d'architecture navale « classiques » : l'équilibre en vol et particulièrement autour de l'axe Y. En effet, l'équilibre en lacet et en roulis du bateau sont gérés de manière classique par le safran et par le contre poids généré par le skipper. Mais, puisque le bateau vole au-dessus de l'eau lorsqu'il navigue et qu'il n'est alors pas supporté sur tout son long par la poussée d'Archimède, la répartition des masses le long de la coque influence grandement l'équilibre en tangage. Le skipper étant limité à la zone des échelles pour gérer l'assiette du bateau, on peut imaginer une situation où la somme des moments l'oblige à se rendre plus loin que ces limites pour équilibrer le tout à l'aide de son poids. La Figure 4.11 présentée ci-après illustre cette situation.

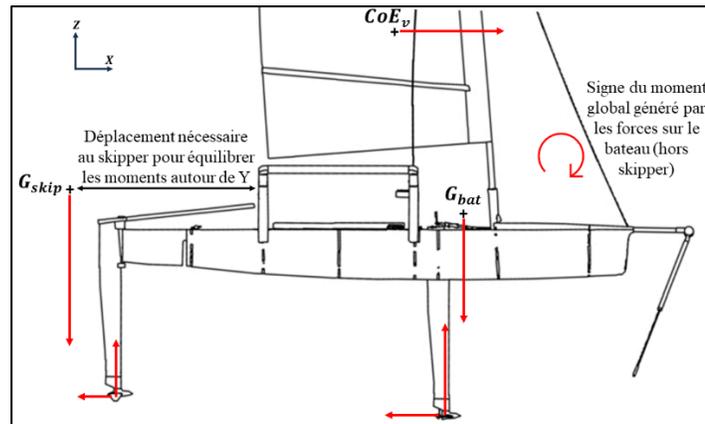


Figure 4.11 Situation où le skipper doit se déplacer plus loin que les échelles pour assurer l'équilibre

En utilisant la loi de l'équilibre statique des moments dans le DVPP avec pour variable la position longitudinale du skipper, on peut étudier ce phénomène et l'influence de la position du centre de gravité du navire sur celui-ci (voir Figure 2.21). Il est à noter que la position du centre de gravité est directement impactée par celle des éléments du bateau (échelles, mât, voile, foils, etc.) et oblige donc à estimer la masse de ces éléments. Ceci est fait dans ce projet par pesage des éléments de l'ancien prototype Rafale III et estimation de leur centre de masse puis par calcul simple du barycentre à l'aide d'un fichier Excel.

De plus, l'emplacement du centre de gravité du bateau dépend surtout de celui du centre de gravité de la coque, et ce dernier varie selon le positionnement des cloisons (influence importante) mais aussi selon le laminé choisi pour les différentes zones de la coque (on peut estimer facilement le centre de gravité de la coque dans la modélisation par éléments finis). Il existe donc ici une interdépendance entre l'équilibre du bateau et sa structure. Cela oblige le concepteur à revenir vérifier l'équilibre du bateau à chaque fois qu'il modifie la structure ou les laminés.

On observe que, pour des conditions de vent données, plus le centre de gravité du bateau est vers l'avant, plus le skipper doit contrebalancer avec son poids vers l'arrière pour maintenir l'assiette droite. Ceci fonctionne jusqu'à une certaine limite qui est tout simplement la fin de

la coque. Le skipper ne peut pas aller plus en arrière. On remarque après quelques essais qu'il est préférable de garder le centre de gravité du navire légèrement en arrière du puits de dérive (donc entre les deux foils) pour avoir une plage de déplacement du skipper qui corresponde à la taille des échelles et qui soit dans une zone convenable de la coque (moitié arrière). On s'arrange donc pour placer les différents éléments du bateau, notamment les plus lourds (gréement, dérive, safran, échelles), afin de contrôler la position de son CG. Cela permet de fixer des dimensions. On s'aperçoit alors assez rapidement que l'on retombe sur la géométrie « classique » d'un Moth à foils.

On arrive donc à la configuration présentée dans le Tableau 4.1. Les distances sont toutes données par rapport au point le plus en arrière de la coque. Le CG du bateau se trouve alors à $X_{CG} = 1402$ mm.

Tableau 4.1 Placement des éléments du voilier Rafale IV

Composant	Coque	Dérive	Safran	Échelles	Mât	Bôme	Voile	Treillis	Palpeur
Masse [g]	14778	3700	2950	9800	2408	1469	5039	480	763
X_{CG} [mm]	1719	1875	-400	1135	2300	1300	1168	-200	3300

La valeur de masse de la coque présentée dans ce tableau est issue du calcul par éléments finis. Elle sera rediscutée dans la partie fabrication au CHAPITRE 6.

4.3.4 La structure interne dessinée pour Rafale IV

L'addition des critères de structure et d'équilibre du navire permet d'aboutir à une géométrie de structure interne pour la coque. Elle est présentée sur la Figure 4.12.

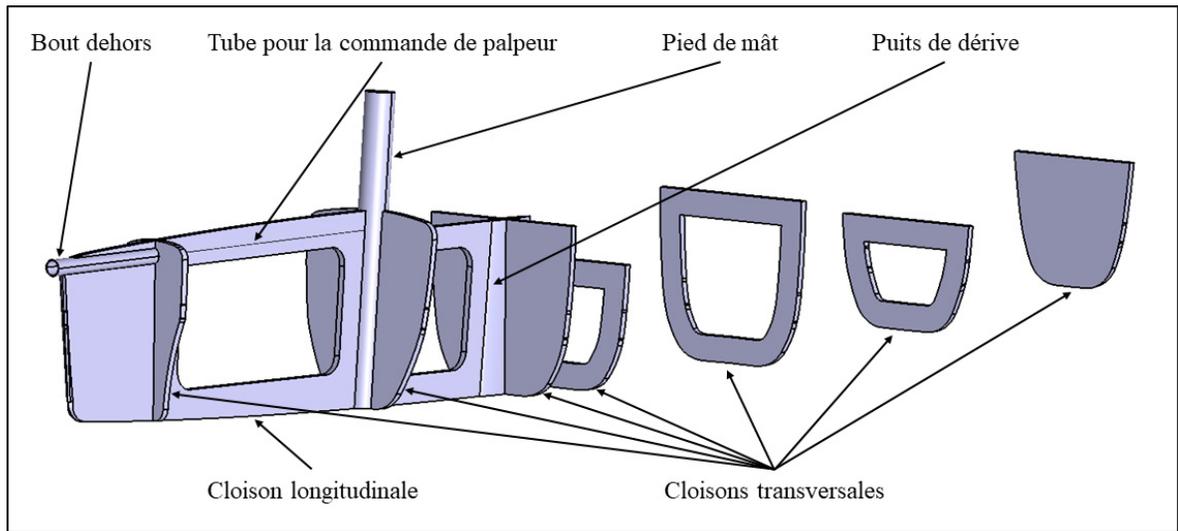


Figure 4.12 Structure interne

On peut observer les éléments suivants :

- Une cloison transversale est présente dans chaque zone de chargement (échelles, écoute, dérive, pied de mât, étai).
- Les cloisons pour les zones où les efforts sont moindres sont évidées en leur milieu pour alléger la structure.
- Une cloison longitudinale part du puits de dérive jusqu'à la proue pour limiter la flexion liée aux efforts importants dans l'étai, dans le hale-bas et la compression dans le mât. Elle est aussi ajourée pour limiter la masse. En effet, seule la matière en périphérie exerce une grande influence sur l'inertie de section. De plus, celle-ci contient un tube qui relie le bout dehors et le pied de mât pour le passage de la commande de palpeur.

Grâce aux règles de la compétition, à l'expérience passée du club et à l'étude des chargements et de l'équilibre du voilier, la géométrie de celui-ci a pu être dessinée dans ce chapitre. Une mise en plan de la coque est consultable en ANNEXE VI.

CHAPITRE 5

DIMENSIONNEMENT DE LA STRUCTURE PAR LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

L'étape suivant la définition de la géométrie de la coque est celle du dimensionnement de sa structure. Cela permet de définir l'échantillonnage nécessaire pour que celle-ci puisse supporter les charges qui y sont appliquées durant la navigation. Le présent chapitre traite du dimensionnement de la coque par la méthode des éléments finis (MEF). Dans un premier temps, il introduit avec une revue de littérature le choix du critère de rupture et le calcul de flambement. Puis il présente la modélisation employée pour le cas d'étude et discute enfin des résultats obtenus. Le travail de simulation est réalisé à l'aide du logiciel Hyperworks et du solveur Optistruct de la suite Altair.

5.1 Choix du critère de rupture composite

Les matériaux composites usuels ne sont pas dotés d'un comportement plastique. Lors d'un essai mécanique, on peut observer sur les courbes contrainte/déformation une première partie linéaire correspondant à un comportement élastique puis une partie non linéaire composée de pertes plus ou moins brusques de rigidité et enfin la rupture. Ces pertes de rigidité sont liées à des phénomènes de fissuration irréversibles à l'intérieur de la matière. On dimensionne donc les structures composites selon des critères de rupture et non de limite d'élasticité comme cela peut être fait pour les métaux. Les critères les plus classiques sont les suivants : contrainte maximale, déformation maximale, Tsai-Hill, Tsai-Wu. Il existe cependant d'autres critères ayant chacun leur spécificité.

Le *World Wide Failure Exercise* (WWFE) est un exercice scientifique à l'échelle mondiale visant à évaluer la précision des méthodes théoriques actuelles de prédiction de défaillance dans les laminés composites. L'exercice comprenait 19 méthodologies différentes, représentant diverses approches de prédiction de défaillance. Les contributeurs ont appliqué

leurs théories pour prédire la résistance et la déformation dans 14 cas d'essai, comparant les prédictions théoriques entre elles et avec des données expérimentales. L'article *Recommendations for designers and researchers resulting from the world-wide failure exercise* (Soden, Kaddour, & Hinton, 2004) vise à extraire les leçons clés et les actions apprises du WWFE, en fournissant des recommandations pour appliquer les résultats dans des applications de conception. Il aborde également les lacunes dans les prédictions théoriques et les résultats expérimentaux, suggérant des études futures pour renforcer la confiance dans les fondements théoriques. Le critère de Puck y est le plus souvent recommandé pour la prédiction de la rupture. C'est donc celui-ci qui est retenu pour cette analyse.

Le critère de Puck utilise deux critères indépendants pour prédire la rupture : la rupture de fibres et la rupture inter-fibres (Dong, Wang, & Karihaloo, 2014). Le calcul de la rupture de fibres est divisé en deux sous critères selon le signe de la contrainte normale longitudinale d'après l'équation (5.1) avec $X = X_T$ si $\sigma_1 \geq 0$ ou $X = X_C$ si $\sigma_1 < 0$. X_T et X_C sont respectivement les résistances en traction et en compression longitudinales du matériau.

$$F_{\text{fibre}} = \left| \frac{\sigma_1}{X} \right| \quad (5.1)$$

La rupture inter-fibres est quant à elle calculée via trois sous critères pour les modes de rupture A (contrainte de tension transverse), B (contrainte de cisaillement dans le plan) et C (contrainte de compression transverse).

Le mode A correspond à $\sigma_2 > 0$.

$$F_{\text{matrice}}^A = \sqrt{\left(\frac{\tau_{12}}{S}\right)^2 + \left(1 - P_{\perp\parallel}^+ \frac{Y_T}{S}\right)^2 \left(\frac{\sigma_2}{Y_T}\right)^2} + P_{\perp\parallel}^+ \frac{\sigma_2}{S} \quad (5.2)$$

Le mode B correspond à $\sigma_2 < 0$ et $0 \leq \left| \frac{\sigma_2}{\tau_{12}} \right| \leq \frac{R_{\perp\perp}^A}{|\tau_{21c}|}$.

$$F_{\text{matrice}}^B = \frac{1}{S} \left(\sqrt{\tau_{12}^2 + (P_{\perp\parallel}^- \sigma_2)^2} + P_{\perp\parallel}^- \sigma_2 \right) \quad (5.3)$$

Dans les autres cas, c'est le mode C calculé selon l'équation (5.4).

$$F_{\text{matrice}}^C = \left[\left(\frac{\tau_{12}}{2(1 + P_{\perp\parallel}^-)S} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{Y_C} \right)^2 \right] \frac{Y_C}{-(\sigma_2)} \quad (5.4)$$

On définit pour les équations ci-dessus :

$$R_{\perp\perp}^A = \frac{S}{2P_{\perp\parallel}^-} \left(\sqrt{1 + 2P_{\perp\parallel}^- \frac{Y_C}{S}} - 1 \right)$$

$$\tau_{21c} = S \sqrt{1 + 2P_{\perp\parallel}^-}$$

$$P_{\perp\perp}^- = P_{\perp\parallel}^- \frac{R_{\perp\perp}^A}{S}$$

Les grandeurs $P_{\perp\parallel}^-$ et $P_{\perp\parallel}^+$ sont des constantes dépendant du matériau composite étudié. Elles valent respectivement 0,25 et 0,30 pour un composite à fibre de verre et 0,30 et 0,35 pour un composite à fibre de carbone (Dong et al., 2014). Y_T et Y_C sont respectivement les résistances en traction et en compression transversales du matériau et S sa résistance en cisaillement.

5.2 L'analyse de flambement par éléments finis

Lors de l'étude d'une structure composite soumise globalement ou localement à des efforts de compression, il est important de prendre en compte le risque de flambement. En effet, de telles structures étant composées de peaux minces, un phénomène de flambement peut altérer la rigidité de l'ensemble et s'avérer très destructeur en causant de grandes déformations. Dans le cas de la coque de Rafale IV, on peut approximer l'étude à celle d'une poutre creuse en flexion. La zone située au-dessus de l'axe neutre (tout particulièrement le bulbe en avant du pied de mât) est en compression. Une analyse de flambement est donc réalisée afin de vérifier le risque de dégradation de la structure.

Pour une structure modélisée par éléments finis, l'équilibre peut être approximé par un système d'équations linéarisées s'écrivant selon (5.5) (Parthasarathy, 2022).

$$[K + K_\sigma]\{du\} = \{df\} \quad (5.5)$$

Avec $\{du\}$ vecteur de déplacement infinitésimal, $\{df\}$ vecteur force infinitésimale, K matrice de rigidité (construite à partir de relations déformation-déplacement linéarisées, fonction de la géométrie et des propriétés matériaux) et K_σ matrice de rigidité géométrique.

A la limite de flambement, la configuration de base et une perturbation infime sont admissibles sans changement de force (équation (5.6)) (Cook & Malkus, 1989).

$$[K + K_\sigma]\{du\} = \{0\} \quad (5.6)$$

Pour une analyse linéaire, le chargement de bifurcation peut être écrit $\lambda\{p\}$ où $\{p\}$ est un chargement de référence généralement défini comme unitaire. Puisque K_σ est une fonction des résultantes de force de membrane dans le plan et que l'analyse est linéaire, $K_\sigma = \lambda[K_\sigma]_{ref}$ où $[K_\sigma]_{ref}$ est la matrice de rigidité géométrique obtenue à partir du chargement de référence $\{p\}$. Le problème devient alors :

$$[K + \lambda[K_\sigma]_{ref}]\{du\} = \{0\} \quad (5.7)$$

Il s'agit d'une équation aux valeurs propres avec la plus faible d'entre elles appelée λ_{cr} (facteur de flambement critique), le vecteur propre associé est le mode de flambement et par définition $\lambda_{cr}\{p\}$ est le chargement de flambement critique. Ainsi, si $\lambda_{cr} \leq 1$, il y a un fort risque de flambement. Sinon, plus λ_{cr} est supérieur à un, plus le risque de flambement est faible.

L'analyse de flambement linéaire est seulement une approximation. Il est donc nécessaire de garder un regard critique sur les résultats. Il est assumé pour cette méthode que la géométrie est parfaite (déformations pré-flambement nulles) et qu'il n'y a pas d'irrégularités dans le matériau. Si l'on s'éloigne trop de ces conditions, une analyse non linéaire fournit des résultats plus précis.

5.3 Modélisation par éléments finis de la coque de Rafale IV

5.3.1 Géométrie et maillage

Tout d'abord la géométrie de la coque est extraite du logiciel CATIA V5 sous format STEP puis importée dans Hyperworks. Les différentes surfaces sont alors « nettoyées » des lignes superficielles laissées par la CAO et les constituants de la coque découpés en éléments de géométrie simple (tubes, plans, peau externe). La structure étant constituée de matériau composite, elle est modélisée par des surfaces pour y appliquer un maillage avec des éléments coque mince. Puisque les cas de chargement ne sont pas tous symétriques, aucune simplification ne peut être employée.

Ensuite, un maillage surfacique est appliqué à chacun des composants. Il est composé d'éléments quadrangulaires linéaires (quatre nœuds) et triangulaires linéaires (trois nœuds). La taille des éléments doit être choisie judicieusement afin d'obtenir des résultats précis tout en n'augmentant pas trop le temps de calcul. L'article *The Effect of FEM Mesh Density on the Failure Probability Analysis of Structures* (Ghavidel, Mousavi, & Rashki, 2018) compare des modèles d'éléments finis à des solutions analytiques. Il montre que pour une plaque mince en flexion, si l'on veut moins de 2% d'erreur, la taille d'un élément doit faire environ 1,25% de la longueur caractéristique de la structure étudiée. En appliquant ce principe aux cloisons de la coque, qui sont les zones à la longueur caractéristique la plus faible et qui mesurent en moyenne 300 x 300 mm, on obtient une taille d'éléments recommandée de 3,75 mm. Puisque le nombre d'éléments reste limité pour cette simulation, ce chiffre est arrondi à la valeur inférieure de 3 mm pour le maillage. Les zones de passage de fortes

contraintes autour du pied de mât sont quant à elles maillées à 1,5 mm pour plus de précision. La Figure 5.1 présente une vue en coupe du maillage et le détail autour du pied de mât.

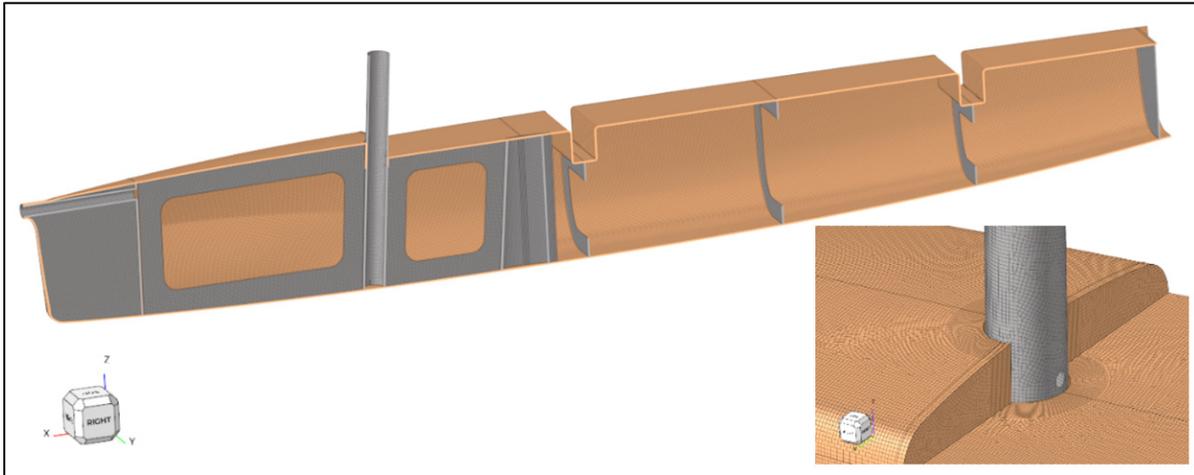


Figure 5.1 Vue en coupe du maillage de la structure de la coque et détail du maillage autour du pied de mât

Enfin, les zones d'application de forces et contraintes de déplacement sont modélisées par des éléments rigides. Ces derniers sont de type RBE2 ou RBE3. La Figure 5.2 explique la différence entre ces deux types d'éléments. Les éléments RBE3 ont la particularité de répartir la charge de manière pondérée selon la rigidité de la zone des nœuds maîtres. En somme, ils n'induisent pas de rigidité artificielle contrairement aux RBE2.

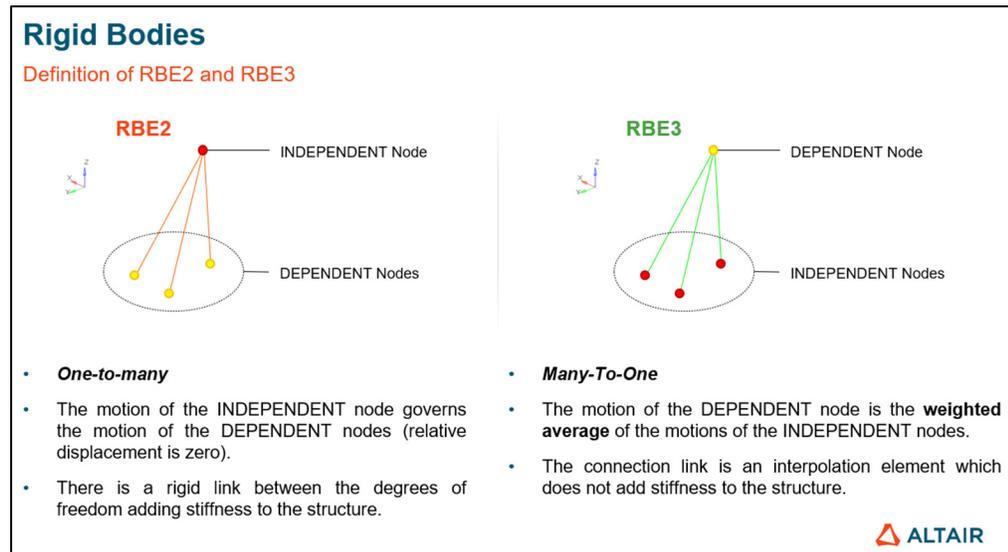


Figure 5.2 Éléments rigides RBE2 vs RBE3
Tirée de Altair Community (s.d.)

Les zones de la coque soumises à des forces varient selon les cas de chargement. Le détail de la disposition et du choix des éléments rigides sera donc présenté pour chacun d'entre eux.

5.3.2 Contacts

Afin d'obtenir une structure d'un seul bloc, les zones maillées sont attachées ensemble à l'aide de contacts de type *TIE*. Il s'agit de contacts qui fixent l'écartement entre les éléments de deux maillages qui sont à une distance relative inférieure à une valeur fixée par l'utilisateur. On peut assimiler cela à un collage parfait entre les éléments de structure. Des analyses plus poussées de résistance des joints collés peuvent être faites via la MEF mais ne sont pas traitées dans ce mémoire.

5.3.3 Matériaux et propriétés

Les matériaux employés pour la réalisation de la coque de Rafale IV sont les suivants :

- Composite fibre de lin / résine Elium®
- Composite fibre de carbone / résine Elium®

- Composite fibre de carbone / résine époxy (pour les tubes)
- Mousse PET recyclé 80kg/m^3
- Mousse PET recyclé 300kg/m^3

Pour chacun d'entre eux, les cartes matériaux sont remplies à l'aide des données des essais mécaniques, des fournisseurs ou de la littérature. Ces dernières sont présentes en ANNEXE VII. La section rupture est remplie selon les données nécessaires pour l'application du critère de Puck. Les valeurs de $P_{\perp\parallel}^-$ et $P_{\perp\parallel}^+$ prises pour le composite lin / Elium® sont celles d'un composite à fibre de verre étant donné le peu de données présentes dans la littérature pour ces constantes dépendant du matériau.

Puis les repères de chaque maille du modèle sont placés afin de définir les orientations du composite (vecteur normal et orientation principale). On crée alors les laminés pour chaque zone du modèle en renseignant le nombre de plis, les épaisseurs, les matériaux et les orientations. Les renforts tissés sont modélisés par deux plis d'UD ayant la demi-épaisseur du renfort. Pour la carène, le laminé est celui présenté sur la Figure 5.3. La totalité des laminés est répertoriée en ANNEXE VIII.

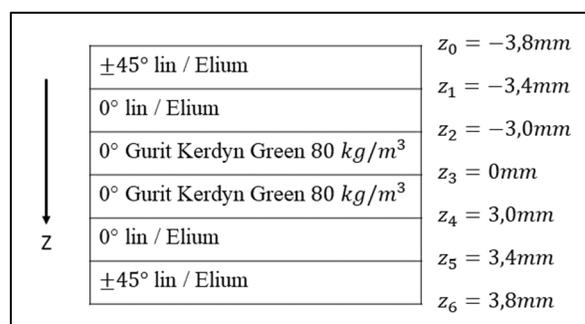


Figure 5.3 Disposition des plis pour le laminé de la carène

On peut alors associer des propriétés aux éléments. Celles-ci permettent de renseigner le type d'élément qui sera utilisé pour la modélisation (ici PCOMPP pour la définition d'un laminé

défini sous forme d'empilement de plis), mais aussi le critère utilisé pour le calcul de rupture (*PUCK*) et l'offset imposé à la fibre neutre du composite. Ce dernier est défini à *BOTTOM* pour les éléments de la peau externe de la coque afin de respecter les dimensions réelles de la coque et ainsi de ne pas ajouter artificiellement de l'inertie de section.

5.3.4 Conditions aux limites

Enfin, on applique au modèle les conditions aux limites. Cela consiste à bloquer les degrés de libertés souhaités (translation ou rotation) dans les zones choisies et à imposer des forces, pressions ou déplacements dans les zones de chargement définies au préalable. Ces conditions aux limites varient selon les cas de chargement étudiés pour la coque du Moth. Deux cas de chargement principaux sont étudiés et deux analyses de détail sont menées pour la validation de la structure soumise à des efforts locaux.

5.3.4.1 La méthode du *sky-hook*

Afin de dimensionner correctement la structure, il est essentiel d'équilibrer les chargements appliqués à la coque dans sa modélisation par éléments finis. En effet, la coque du bateau est un corps libre soumis à des charges externes lors de son utilisation et il serait incohérent d'appliquer un chargement non équilibré et de fixer une partie de la structure comme condition limite. Un déséquilibre des forces et des moments crée localement un point chaud autour de la fixation, ce qui ne représente pas fidèlement les contraintes réellement subies par la structure.

Pour pallier ce problème, il est nécessaire d'utiliser un cas de chargement représentatif de la réalité. C'est-à-dire des forces et moments dont la somme est nulle. Il suffirait ensuite de fixer un unique nœud du modèle selon tous ses degrés de libertés pour contraindre l'ensemble et être en mesure de faire la résolution statique linéaire. Cependant, à cause des erreurs numériques et de la difficulté à obtenir une somme de forces et de moments

exactement nulle, cela engendrerait un point chaud dans les résultats au niveau du seul nœud encastré. C'est la raison pour laquelle il est préférable d'employer la méthode du *sky-hook* qui consiste à « suspendre » le modèle par un élément rigide dont le nœud esclave est positionné loin de la structure et contraint selon les six degrés de liberté. L'éloignement de ce nœud génère un plus grand bras de levier et évite les effets des erreurs numériques dans les calculs matriciels réalisés par le solveur.

5.3.4.2 Cas de chargement n°1 : vol stable

Le premier cas de chargement considéré pour le dimensionnement est le cas de vol stable. Dans celui-ci, le voilier évolue à vitesse constante sur les foils et le grément est à sa tension maximale. Les efforts externes et internes considérés sont représentés sur la Figure 5.4.

Premièrement, pour les charges externes, la portance du foil de dérive est fixée à 90% du poids total et celle du safran à 300 N. La gravité est appliquée au modèle avec une constante recalée de $45,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Cela permet d'appliquer à la coque (qui est la seule modélisée) le poids du bateau et ainsi maintenir l'équilibre avec la portance des foils. Cette valeur est élevée mais n'a pas d'impact sur les résultats étant donnée la prédominance de l'influence du chargement interne lié au grément (un facteur 10 par rapport aux efforts externes). Le dernier chargement externe est le poids du skipper qui est placé à l'emplacement précis permettant d'annuler les moments selon l'axe Y (environ à mi-distance entre les échelles).

Deuxièmement, pour les efforts internes, les valeurs de tension de l'étai et des haubans calculées en 2.4 sont appliquées (les deux haubans sont joints en une seule force équivalente verticale à l'avant des échelles). Puis, afin de satisfaire la condition d'équilibre imposée par la MEF, la tension du hale-bas est recalée selon l'équation (5.8). En effet, la procédure de détermination des efforts internes développée en 2.4 ne garantit pas l'équilibre statique de la coque. Celui-ci est obtenu en isolant la coque et en appliquant le principe fondamental de la statique autour du pied de mât. On obtient alors une tension de 10249,8 N en négligeant

l'inclinaison du mât. La force de compression dans le pied de mât qui en découle est ensuite recalculée selon les équations (2.3) et (2.4). Elle prend la valeur de 15500,8 N. Puisque la tension recalée du hale-bas est inférieure aux 12000 N considérés en 2.4, le facteur de sécurité à respecter est élevé à 1,4 pour cette simulation. Cela correspond au facteur de sécurité 1,2 choisi en 2.3.2 multiplié par le rapport entre 12000 et 10249,8.

$$T_{hb,recalée} = \frac{T_e(a_2 \cos(\theta_{e,XZ}) - a_3 \sin(\theta_{e,XZ})) - 2 b_3 T_h \cos(\theta_{h,YZ})}{a_1 \sin(\theta_{hb})} \quad (5.8)$$

Le chargement complet satisfaisant les équations de moments et de résultantes statiques sur la coque à l'équilibre, il est appliqué à cette dernière via les éléments rigides présentés en 5.3.1. Les forces passant par des liaisons encastées d'éléments pouvant être supposés indéformables (échelles, dérive, pied de mât, étai) sont appliquées avec des éléments RBE2 afin de rendre compte de cette rigidité supplémentaire. Les autres le sont via des éléments RBE3 afin de ne pas rigidifier artificiellement la structure. Parmi ces derniers, le *sky-hook* est fixé à trois nœuds éloignés de la coque (la Figure 5.4 n'en montre que deux puisque c'est une vue en coupe) et son nœud esclave est contraint selon les six degrés de liberté.

modéliser la contrainte de déplacement générée par la voile et une force équivalente au poids d'un skipper de 80 kg est appliquée selon la direction Y à l'extrémité de l'élément rigide qui modélise la dérive. La Figure 5.5 schématise cela. Il est à noter que ce cas de chargement est conservateur puisque, du fait de sa souplesse, la voile ne colle jamais de manière rigide à la surface de l'eau et que la coque est normalement supportée par la pression répartie de l'eau.

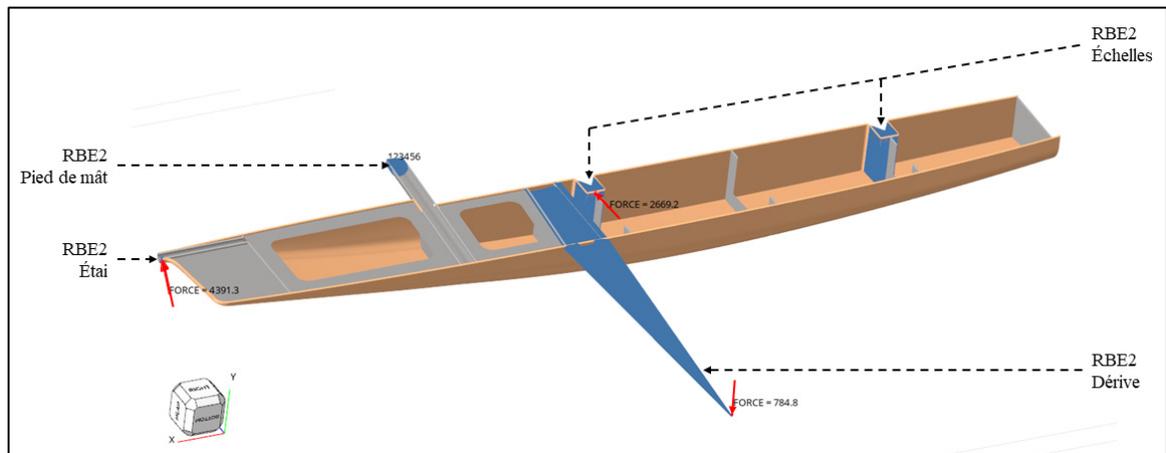


Figure 5.5 Vue en coupe du modèle éléments finis de la coque soumise au chargement n°2

5.4 Analyse des résultats

Une fois la modélisation terminée, le calcul est lancé et divers résultats sont obtenus. Cette section présente l'analyse de ces résultats pour les deux cas de chargement principaux ainsi que pour deux analyses de détail.

5.4.1 Vérification de l'équilibre du modèle

Tout d'abord, il est nécessaire de vérifier l'équilibre statique du modèle pour le cas de chargement n°1. Pour cela, on extrait de l'analyse les forces et moments résultants du chargement global au niveau du nœud fixe du *sky-hook*. Le Tableau 5.1 récapitule l'ensemble des valeurs obtenues.

Tableau 5.1 Forces et moments sur le noeud esclave du *sky-hook*

Force X	Force Y	Force Z	Moment X	Moment Y	Moment Z
0 N	0 N	13,5 N	-1 N.m	113,2 N.m	-1,2 N.m

On constate des forces et moments nuls ou très proches de zéro. Le très léger déséquilibre des forces engendre un moment autour de Y qui peut sembler élevé mais le nœud esclave est placé à quatre mètres au-dessus de la structure dans le modèle. Il perçoit donc la moindre force avec un grand bras de levier. La condition d'équilibre est validée pour le cas de chargement n°1.

5.4.2 Résultats de l'analyse de rupture

L'analyse de rupture est celle qui permet de prédire si la structure résiste ou non aux chargements appliqués. Elle fait appel à l'indice de rupture qui est calculé selon la théorie sélectionnée (Puck dans ce mémoire). La valeur de celui-ci indique la proximité avec l'état limite de rupture du pli le plus faible du composite. Il correspond à l'inverse du facteur de sécurité. Ainsi, par exemple, un indice de rupture de 0,5 indique un facteur de sécurité de deux.

5.4.2.1 Chargement n°1

La Figure 5.6 représente l'indice de rupture pour le cas de chargement n°1. L'échelle de couleurs est donnée en Figure 5.6 (e). Le maximum pour cette échelle est fixé à 0,714 qui correspond à un facteur de sécurité de 1,4. Les figures 5.6 (a), (b), (c) et (d) montrent respectivement les vues bâbord, bâbord en coupe, du dessus et du dessous de la coque. La Figure 5.6 (f) représente le détail de la zone la plus chargée autour du pied de mât. La zone la plus sollicitée est le tiers avant de la coque qui est soumis à de la flexion due aux tensions dans le grément (forces les plus significatives). Tout ce qui se trouve en arrière du puits de dérive est relativement peu chargé. On observe le passage des efforts entre l'étai et le pied de mât sur les figures 5.6 (a) et (d) avec la zone colorée en bleu foncé. Le facteur de sécurité est partout supérieur ou égal à 1,4. Il est le plus faible dans les zones de la fixation de l'étai et du

pied de mât qui est soumis à de la flexion à cause de la compression du mât et de la force du hale-bas. Sa valeur minimale de 1,42 est observée à la jonction entre la cloison longitudinale et la lèvre de collage du pied de mât. Le stratifié est donc validé.

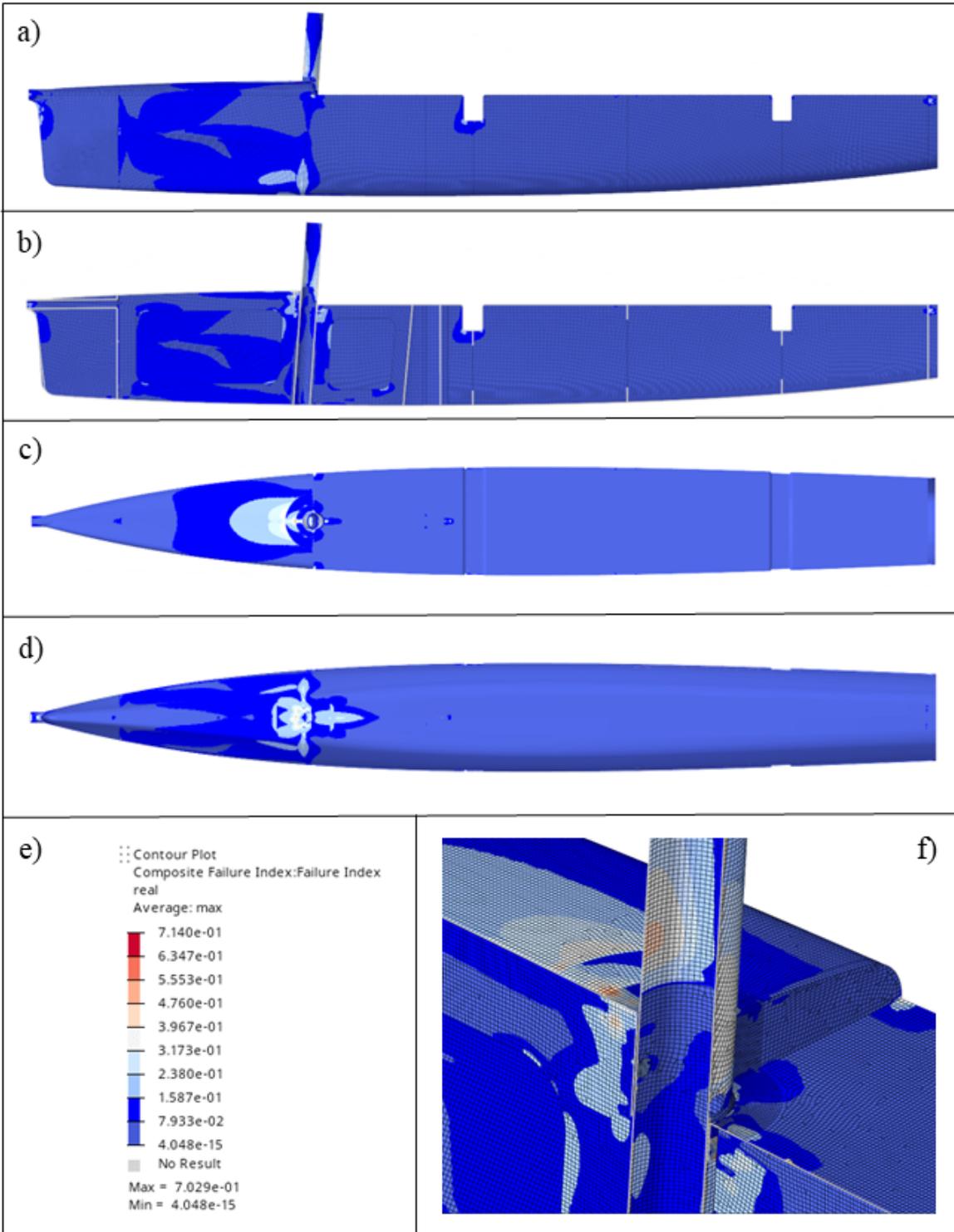


Figure 5.6 Indice de rupture pour le cas de chargement n°1 :
 vue bâbord (a), bâbord en coupe (b), du dessus (c),
 du dessous (d), de détail (f) et échelle (e)

5.4.2.2 Chargement n°2

Pour le second cas de chargement, la torsion dans la coque générée par le poids du skipper sur la dérive engendre des contraintes principalement autour du pied de mât. La Figure 5.7 présente les résultats d'analyse de rupture pour le chargement n°2. L'échelle de couleurs est donnée en Figure 5.7 (e). Le maximum pour cette échelle correspond au facteur de sécurité de 1,2 défini au CHAPITRE 2. Les figures 5.7 (a), (b), (c) et (d) montrent respectivement les vues bâbord, bâbord en coupe, du dessus et du dessous de la coque. On observe sur les Figure 5.7 (c) et d l'asymétrie du passage des contraintes cohérente avec celle de l'application des charges. Une zone de passage des efforts entre le puits de dérive et la fixation du pied de mât à la carène se dessine en bleu clair sur la Figure 5.7 (d). La Figure 5.7 (f) fournit le détail dans cette zone qui est la plus critique. Le facteur de sécurité γ est supérieur à 1,2. L'échantillonnage est donc aussi validé pour ce second cas de chargement.

Pour les deux cas de chargement considérés, on peut voir que le facteur de sécurité est bien supérieur à la valeur cible dans la plupart des zones de la coque. En effet, bien que le stratifié soit assez mince, il reste surdimensionné pour les zones faiblement chargées. Cela s'explique, d'une part, par l'épaisseur des plis de matériau utilisé (0,4 mm pour un pli de lin infusé) qui est trop importante pour envisager une optimisation comme cela pourrait être fait avec certains plis de préimprégnés très minces. En effet, il est nécessaire de placer au moins deux plis de chaque côté de l'âme pour construire un matériau sandwich ayant de la tenue et cela est déjà trop dans certaines zones au regard du facteur de sécurité. D'autre part, il existe des chargements locaux qui nécessitent un stratifié résistant et qui justifient donc son épaisseur. La section suivante détaille leur analyse.

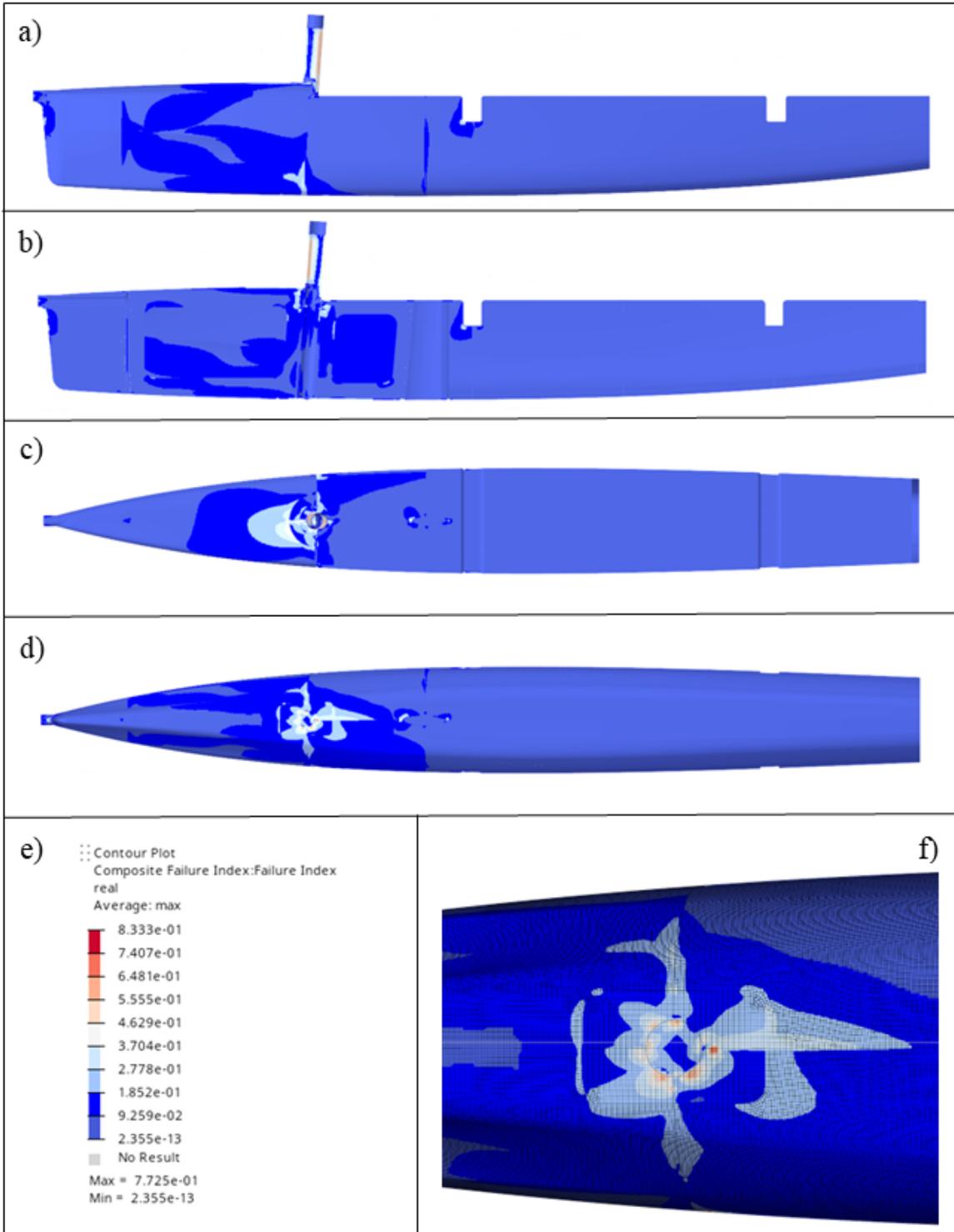


Figure 5.7 Indice de rupture pour le cas de chargement n°2 :
 vue bâbord (a), bâbord en coupe (b), du dessus (c),
 du dessous (d), de détail (f) et échelle (e)

5.4.2.3 Forces de l'accastillage et efforts locaux liés au poids du skipper

Il est aussi possible de vérifier que la structure résiste aux efforts générés autour des points d'ancrage principaux (écoute de grand-voile, poulies de renvoi, poulies fixes). En effet, ces éléments engendrent des efforts locaux et un composite sous-dimensionné dans les zones en question risque de rompre et ainsi d'altérer la solidité de la structure globale. De plus, lors de son utilisation, la coque du voilier est soumise localement aux efforts générés par les pieds du skipper. Celui-ci peut, en pleine action, mettre des coups de talon dans le pont ou dans la carène (au moment d'un ressalage comme le montre la Figure 2.9). Afin de valider cela, trois modèles simples par éléments finis sont générés. L'un consiste en l'application de forces d'accastillage au niveau des points de fixation principaux tandis que les deux autres modélisent l'application de 1000 N sur une zone restreinte (talon du skipper) d'une plaque plane et d'une plaque courbe ayant respectivement les laminés du pont et de la carène. Les détails de modélisation et les résultats d'analyses sont regroupés en ANNEXE IX.

Les facteurs de sécurité minimums calculés pour ces trois analyses de détail sont les suivants :

- Efforts liés à l'accastillage : $f_s \geq 1,7$
- Coup de talon sur le pont : $f_s \geq 1,25$
- Coup de talon sur la carène : $f_s \geq 1,3$

L'échantillonnage du pont et de la carène sont donc validés au regard de ces trois cas de chargement spécifiques. Ceux-ci expliquent aussi pourquoi le laminé a été gardé tel quel avec des facteurs de sécurité de l'ordre de 4-5 dans les zones les moins sollicitées de la coque, visibles dans les résultats d'analyse des chargements 1 et 2. En effet, le skipper pourrait avoir à marcher partout sur la coque lors d'un redressement ou autre manœuvre.

5.4.3 Résultats de l'analyse de flambement

Enfin, l'analyse de flambement est paramétrée pour fournir les valeurs des facteurs critiques pour les cinq premiers modes. Le Tableau 5.2 fournit ces valeurs pour les deux cas de chargement.

Tableau 5.2 Facteurs critiques de flambement

Mode	Chargement n°1	Chargement n°2
1	1,215	1,281
2	1,254	1,332
3	1,306	1,374
4	1,353	1,405
5	1,390	1,428

On y observe des valeurs légèrement supérieures à un pour ces facteurs. Selon la condition de non-flambement, cela valide la résistance de la structure. Cependant, en prenant en compte l'imprécision de la méthode de calcul linéaire du flambement évoquée en 5.2, de tels résultats semblent trop proches de la limite pour être considérés comme sécuritaires. Toutefois, en traçant la magnitude du déplacement pour les modes de flambement un à cinq, on constate que les zones colorées sont extrêmement restreintes comme le montre la Figure 5.8. Cela n'est pas considéré comme un risque sérieux du fait de la faible étendue de la zone soumise au flambement. Typiquement, celle représentée ci-dessous est située juste au-dessus du joint collé entre la cloison longitudinale et le pont. Il est donc impossible qu'une déformation de flambement apparaisse en ce point.

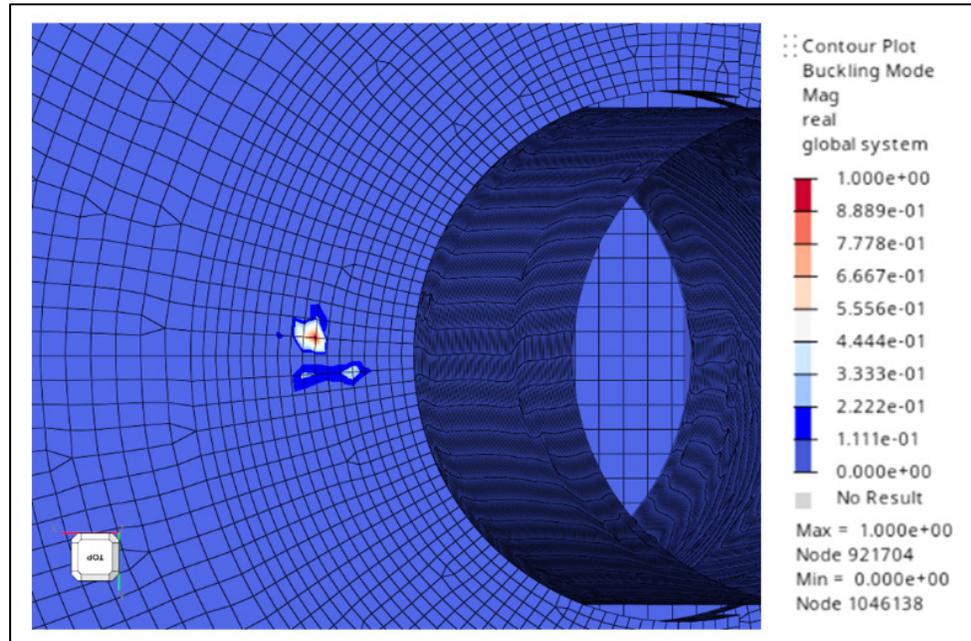


Figure 5.8 Déplacements en flambement pour le mode 1 et le chargement n°1

Le dimensionnement des stratifiés de la structure de la coque a donc été réalisé dans ce chapitre. Cela a permis de valider sa résistance aux chargements globaux et locaux (en s'assurant de maintenir un facteur de sécurité supérieur à 1,2) ainsi qu'au flambement. La fabrication peut donc être entamée.

CHAPITRE 6

FABRICATION DE LA COQUE

Ce chapitre présente la fabrication de la coque de Rafale IV. D'abord la conception et la réalisation des moules est abordée puis l'infusion et l'assemblage des pièces ainsi que la finition sont ici détaillés.

6.1 Conception et fabrication des moules

Pour la fabrication de toute structure composite à géométrie complexe telle qu'une coque de voilier, il est nécessaire de produire des moules. Cet outillage possède la forme « négative » de la pièce souhaitée et doit avoir des dimensions bien précises pour correspondre aux formes dessinées durant la phase de conception. La partie qui suit, en s'appuyant sur une revue de littérature, justifie le choix du procédé et présente ensuite son application pour la réalisation des moules de la coque.

6.1.1 Choix du procédé de fabrication des moules de la coque

Cette partie s'attache à justifier le choix du procédé de fabrication pour les moules de la coque et explique ensuite les particularités de celui-ci. La machine utilisée pour sa mise en application est enfin présentée brièvement.

6.1.1.1 Les procédés de fabrication des moules pour les coques de bateaux

La fabrication de pièces composites performantes requiert très souvent l'utilisation de moules. Leurs procédés d'obtention sont très variés et leur choix dépend aussi bien de critères comme la température de mise en forme de la pièce composite que de la taille de la série, du niveau de finition souhaité, de la compatibilité avec les matériaux utilisés et bien d'autres encore. Pour des formes simples comme des plaques ou des tubes, on utilise

directement des plaques ou profilés aux dimensions nécessaires que l'on traite avec des produits démoulants. Mais pour des formes plus complexes comme une coque de bateau, d'autres stratégies sont nécessaires afin d'obtenir des courbures régulières et harmonieuses. Pour de grands navires, c'est généralement un modèle mâle qui est réalisé à l'aide de sections en bois et de planches ou plaques venant dessiner la forme de la coque ou bien d'un bloc de MDF (*medium density fiberboard*) usiné et apprêté en surface puis qui est soit directement utilisé pour la fabrication du bateau soit utilisé pour la fabrication d'un moule femelle en matériau composite. Pour de plus petits bateaux, il est possible de voir des moules femelles directement usinés dans un bloc de MDF voire d'aluminium. Les procédés d'obtention de ces moules sont longs et coûteux. De plus, les moules produits en MDF ou en composites sont non recyclables.

Plus récemment, on a vu apparaître dans les salons de nouveaux types de moules pour des coques de petits bateaux : Les moules imprimés en 3D. La Figure 6.1 montre le moule imprimé en 3D d'un dériveur après usinage. Néanmoins grâce à l'apparition d'une nouvelle technologie d'impression à grande échelle, ces moules offrent la possibilité de réaliser de la petite à moyenne série grâce à leur durabilité tout en étant recyclables car composés de thermoplastique. De plus, du fait de leur procédé d'obtention qui dépose de la matière uniquement là où il est nécessaire, l'émission de déchets d'usinage est réduite ainsi que leur poids.

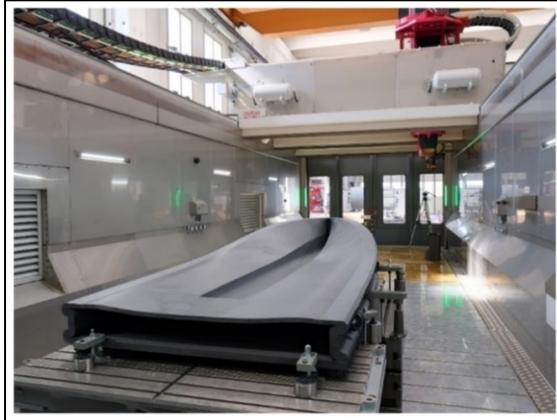


Figure 6.1 Moule du *EcoFoiler* dans un centre d'impression / usinage
Tirée de Giornale della Vela (2023)

Voyant dans cette technologie un intérêt pour la recherche ainsi que la fabrication de moules pour les clubs étudiants, l'École de technologie supérieure a fait l'acquisition d'un bras robotisé pour l'impression 3D à grande échelle et l'usinage des pièces imprimées. Ce procédé a donc été choisi pour la réalisation des moules de la coque de Rafale IV. Son côté écologique (recyclabilité) mais aussi potentiellement viable pour l'industrie ont été des facteurs motivants pour se lancer dans des essais.

6.1.1.2 L'impression 3D à grande échelle

Bien connue pour la réalisation de prototypages rapides, l'impression 3D est un procédé qui s'est popularisé grâce à son accessibilité et à la grande variété de géométries qu'elle permet de créer. Puisqu'elle fonctionne sur le principe de dépôt de matière couche par couche, elle offre la possibilité de construire des pièces aux formes (internes et externes) complexes non envisageables auparavant. Décliné sous de nombreuses variantes, ce procédé de fabrication peut être utilisé avec des matériaux divers comme les thermoplastiques, les résines thermodurcissables, les métaux, les composites ou le béton. Comme le montre la Figure 6.2, il est le plus compétitif pour des très petites séries, ce qui le rend particulièrement attrayant pour la réalisation de prototypes ou de moules. En effet, il permet le temps de production ainsi que le coût par pièce les plus faibles.

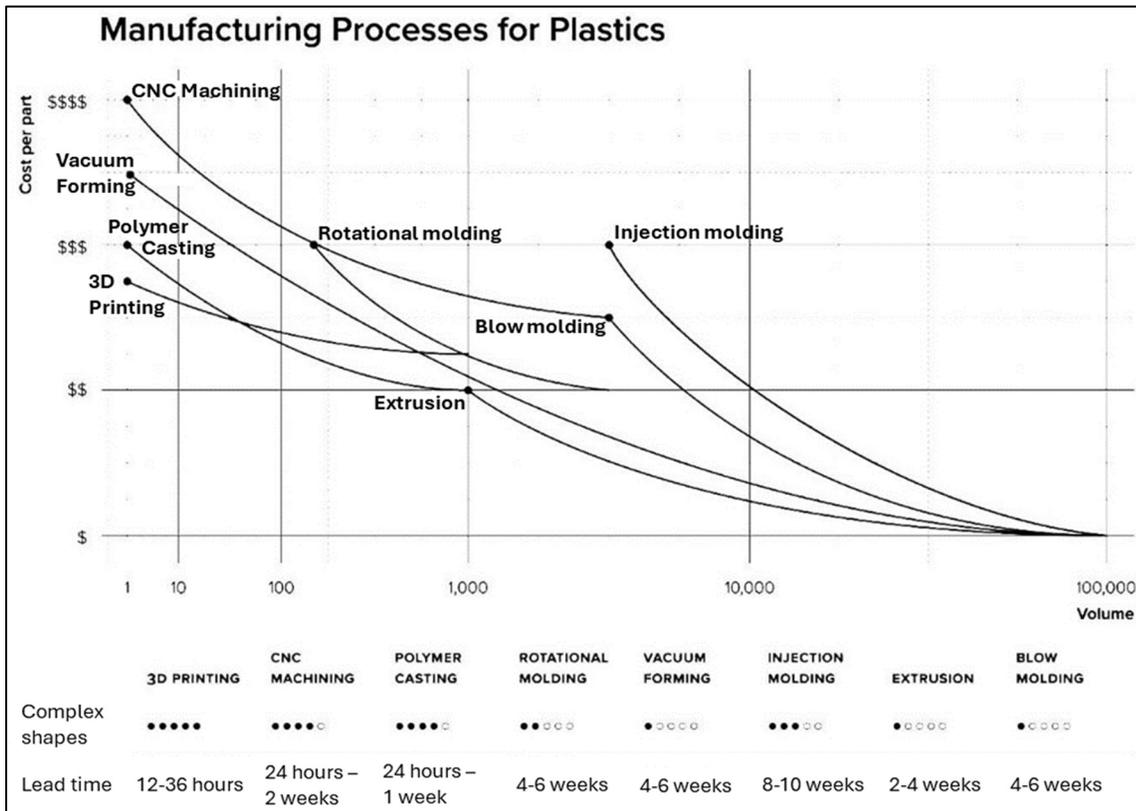


Figure 6.2 Données sur la production de pièces plastiques
Adaptée de Formlabs (s.d.)

Malgré sa grande flexibilité, l'impression 3D était, dans un premier temps, limitée à des pièces de taille petite à moyenne pouvant maximalemeent atteindre le volume d'un cube de 50 cm de côté environ. Cette contrainte a poussé au développement de l'impression 3D à grande échelle qui permet maintenant de produire des pièces de plusieurs mètres. Les applications sont nombreuses : impression de bâtiments en béton, de structures en thermoplastiques renforcés pour le génie civil (CompositesWorld, 2019), de moules pour la fabrication de pièces composites (CompositesWorld, 2020) et bien d'autres encore.

Les machines d'impression 3D à grande échelle produisent des cordons de matière d'une largeur de l'ordre du centimètre. La majorité utilisent des granules de matière qui sont transportées vers un extrudeur composé d'une tête chauffante et d'une vis sans fin qui est monté sur un bras ou un portique robotisé.

Ce processus de fabrication démarre par la modélisation en CAO de la pièce à produire. Puis, comme pour l'impression 3D plus classique, le modèle est découpé en une multitude de couches fines. On appelle cela l'étape de *slicing*. Elle est généralement réalisée à l'aide d'un logiciel de FAO comportant un module spécialisé. A cette étape, la stratégie d'impression est sélectionnée (dépôt couche par couche, hélicoïdal, selon un angle, etc.). Il est possible de générer une surépaisseur d'usinage pour l'obtention de faces lisses (sinon les couches restent visibles). Le parcours outil est ensuite simulé et le code machine est exporté (*Gcode*). Le *Gcode* est enfin transféré dans la machine et les derniers paramètres d'impression sont réglés (températures des différentes zones de l'extrudeur, rythme du transport de matière, *offset*). L'impression peut alors être lancée puis un usinage des zones de surépaisseur réalisé au besoin.

Le procédé d'impression 3D à grande échelle possède tout de même certaines particularités et limitations qu'il est nécessaire de connaître afin de concevoir des pièces réalisables.

Premièrement, du fait des gros volumes de matière déposés à chaque couche et du coefficient de dilatation thermique des matériaux employés, l'impression 3D à grande échelle cause des soucis de déformation des pièces (*warping* en anglais). En effet, le refroidissement hétérogène des pièces dû au dépôt de matière couche par couche couplé à la rétractation du matériau engendre des contraintes internes importantes qui entraînent souvent une déformation significative des pièces de l'ordre du centimètre (Spencer et al., 2021). Une forme globalement plane aura tendance à se soulever dans les coins comme le montre la Figure 6.3.

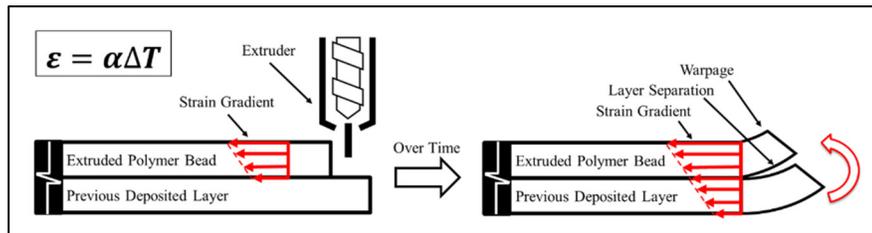


Figure 6.3 Schéma de l'apparition du *warping*

Tirée de Spencer et al. (2021)

Des recherches récentes et en cours comme les travaux de Affer & Marrett (2020) ou de Spencer et al. (2021) traitent de la mise en place de solutions de métrologie installées directement sur la tête d'impression pour ajuster en direct les paramètres et ainsi mieux respecter les spécifications géométriques des pièces imprimées. En attendant leur mise en place, il est nécessaire de réfléchir à une stratégie d'impression qui limite l'amplitude ou bien l'influence de cette déformation. Par exemple, l'impression selon un plan à 45° proposée par Garcia-Gascon, Castello-Pedrero, Reig-Perez, Mataix, & Garcia-Manrique (2023) permet dans certains cas de limiter le phénomène.

Deuxièmement, le temps de dépôt de chaque couche (*layer time*) est critique car il conditionne directement la viabilité de la pièce imprimée. En effet, le plastique fondu doit être déposé sur une couche précédente ayant une certaine température pour assurer une bonne adhésion. Si celle-ci est trop froide, la couche suivante n'adhère pas et la pièce finit par être une série d'anneaux pour un dépôt couche par couche ou un gros « ressort » pour un dépôt hélicoïdal. Si elle est trop chaude, la couche déposée s'effondre sur la précédente qui ne peut soutenir son poids. Il est donc nécessaire de bien connaître les propriétés thermiques du matériau imprimé et de respecter un temps de couche qui permet le dépôt de plastique sur un cordon à la bonne température. Des chercheurs comme Wang, Fathizadan, Ju, Rowe, & Hofmann (2021) se sont penchés sur la modélisation thermique des couches imprimées qui leur a permis d'implémenter une adaptation en direct des paramètres d'impression.

Enfin, le surplomb (*overhang*) est un facteur limitant des géométries imprimées. Il s'agit de l'angle maximal par rapport à la normale au plan d'impression au-delà duquel une couche ne

tient pas sur la précédente et s'effondre. Il dépend du matériau utilisé et sa valeur est obtenue par des géométries de test comme celle de la Figure 6.4 (à gauche). Cet angle limite est à prendre en considération pour dessiner les pièces et pour choisir leur stratégie d'impression. Des méthodes comme l'impression à 45° (Garcia-Gascon et al., 2023) permettent de s'affranchir quasi totalement de cette contrainte et même d'imprimer « dans le vide ». La Figure 6.4 (à droite) montre l'impression à 45° d'un quart du moule de carène. L'extrudeur placé en angle dépose la matière hélicoïdalement selon un plan de découpe (*slicing*) incliné.

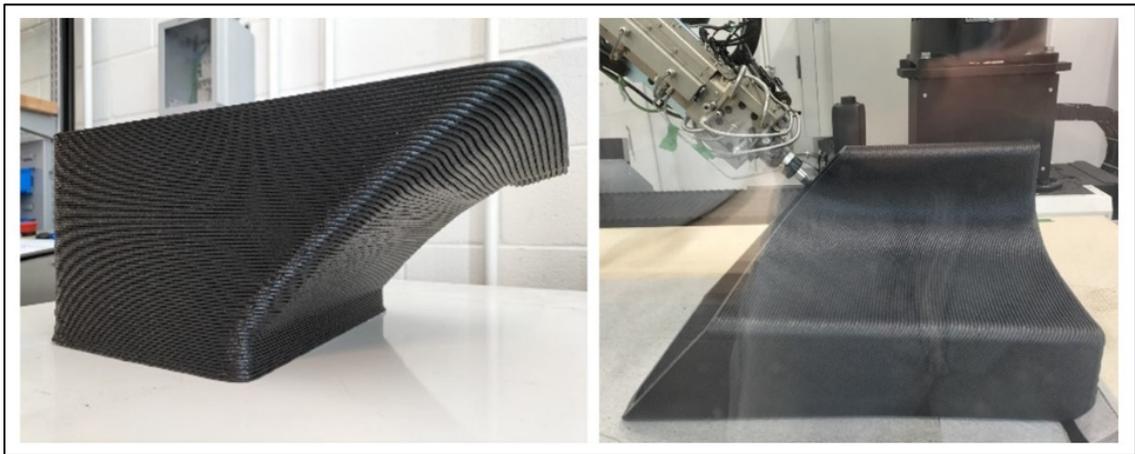


Figure 6.4 Test d'*overhang* en imprimant une boîte avec un surplomb croissant (gauche) et impression à 45° du quart arrière-bâbord du moule de carène (droite)

6.1.1.3 Le robot d'impression et d'usinage CEAD AM Flexbot

La machine utilisée pour la fabrication des moules de la coque, qui est représentée en Figure 6.5, est un bras robotisé monté sur un rail linéaire qui peut être doté d'une tête d'impression ou d'une tête d'usinage développées par l'entreprise néerlandaise CEAD. Le lit d'impression est chauffant et l'ensemble permet d'imprimer ou d'usiner des pièces dans une enveloppe d'environ 3 m par 1.50 m par 2 m. L'apport de plastique en granules à l'extrudeur est fait par un système de tuyaux relié à un sécheur (la granule doit avoir un certain taux d'humidité pour pouvoir être imprimée) et à une pompe. Le tout est commandé par un panneau de contrôle tactile.

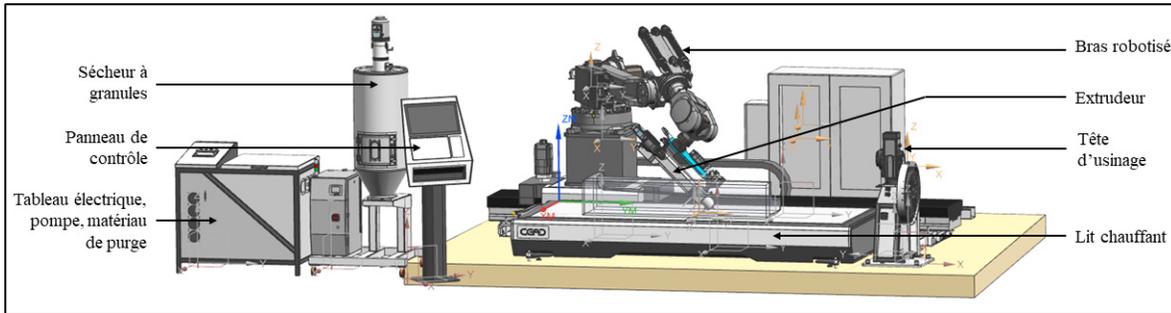


Figure 6.5 Robot CEAD AM Flexbot et son environnement

6.1.2 Conception et fabrication de l'outillage

Une fois le procédé d'obtention sélectionné, les moules sont conçus et fabriqués en prenant en compte les particularités de celui-ci. Cette section explique le cheminement de ces étapes.

6.1.2.1 Conception et stratégie d'impression adoptée

Le moule de la carène est représenté sur la Figure 6.6. Il s'agit d'un grand bloc parallélépipédique dans lequel est creusée la forme externe de la coque. Ses dimensions sont de 3650 mm par 700 mm par 470 mm. Les contre-moules pour la réalisation des lèvres de collage sont représentés en gris clair. L'un des deux est transparent pour apercevoir les inserts qui moulent les emplacements d'échelles en orange. Les surfaces utiles sont la face du dessus qui sert au positionnement des contre-moules et inserts pour la réalisation des lèvres de collage et de la bêche à vide ainsi que la surface interne qui doit conférer sa forme à la coque. Elles doivent donc être usinées pour enlever l'irrégularité liée aux cordons d'impression.

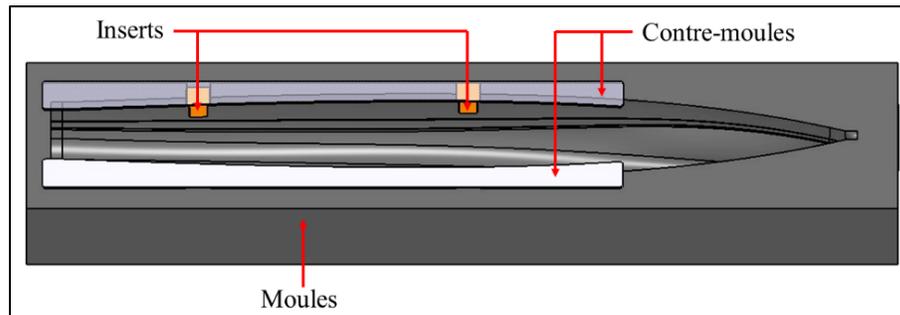


Figure 6.6 Moule de carène

Des tests ont permis de déterminer que le *slicing* selon un plan à 45° et l'impression selon un parcours hélicoïdal sont les plus adaptés afin de limiter la déformation de la pièce due au refroidissement. En effet, de cette manière, on profite de l'inertie de section de la pièce. Cela diminue grandement la déformation observée et permet ainsi d'éviter des problèmes de manque de matière au moment de l'usinage.

Dans ce même but et afin de conférer de la rigidité au moule, il est choisi d'imprimer avec la buse du plus gros diamètre disponible (18 mm). Pour des considérations de *layer time* (devant se situer entre 70 et 100 s pour le plastique sélectionné) et d'enveloppe machine, le moule doit être imprimé en quatre parties selon le découpage de la Figure 6.7.

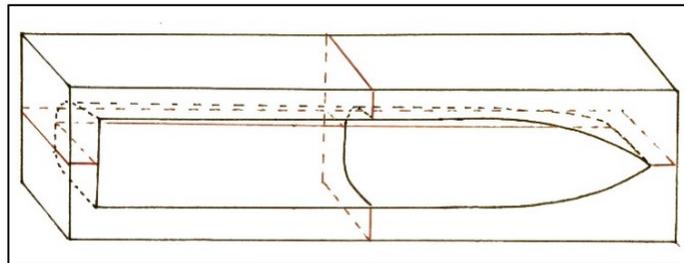


Figure 6.7 Stratégie de découpage du moule de carène pour l'impression

Afin de limiter le *layer time*, des congés sont ajoutés sur la forme originale du moule. En effet, des congés de rayon trop faible obligent le bras robotisé à réduire sa vitesse à leur

approche. Cela impacte directement le *layer time*. C'est pourquoi des congés de 25 mm sont présents entre les faces non moulantes et des congés de 10 mm entre les faces moulantes. La forme du moule devant tout de même comporter des angles vifs, il est nécessaire d'adapter la surépaisseur d'usinage indiquée dans le logiciel. La Figure 6.8 détaille le calcul qui permet de déterminer la surépaisseur minimale pour un rayon de congé donné afin qu'il devienne un coin vif après fraisage.

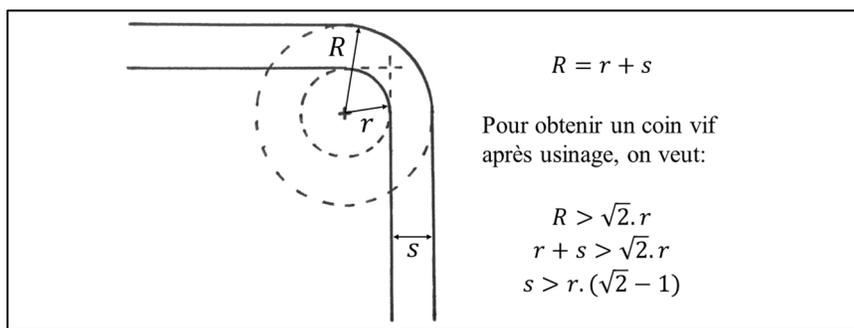


Figure 6.8 Méthode de calcul de la surépaisseur d'usinage

Le moule de pont, quant à lui, est globalement simple. Il est visible sur la Figure 6.9. Il comporte une surface plane pour deux tiers de sa longueur (auquel sont ajoutés des inserts, représentés en orange, pour mouler les creux accueillant les échelles) et un creux de faible profondeur sur le tiers avant pour le bulbe de la coque auquel on ajoute un contre-moule (en gris clair) pour mouler la lèvre de collage verticale. Cela lui permet d'être imprimé avec une faible hauteur et réduit donc considérablement le périmètre de sa section par rapport au moule de carène. Il peut donc être imprimé sur toute sa largeur. Cependant, cette augmentation de largeur contraint encore plus l'enveloppe machine pour une impression hélicoïdale à 45°. Il est donc nécessaire de couper le moule en trois morceaux de longueur égale. Les congés et paramètres d'impression sont identiques à ceux du moule de carène. Deux lignes pour guider la découpe après démoulage sont tracées sur la partie plane à l'aide d'une fraise.

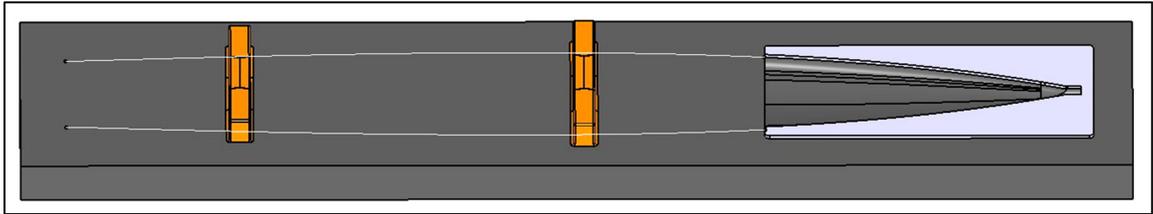


Figure 6.9 Moule du pont

Le matériau sélectionné pour l'impression 3D des moules est un polyéthylène téréphtalate (PET) renforcé à 30% de fibre de verre. Ce choix est justifié par le fait que le PET fait partie des seuls plastiques avec lesquels l'Elium® n'entre pas en réaction. En effet, cette résine a tendance à dissoudre la plupart d'entre eux.

6.1.2.2 Fabrication des moules

Afin de trouver les réglages machine adaptés à l'impression du matériau choisi, des sections tests de moule sont imprimées en adoptant la stratégie détaillée dans la section précédente. Cela permet de valider les éléments suivants :

- Épaisseur de couche : 4 mm
- Layer time : \approx 100 s
- Largeur de cordon : 27 mm
- Parcours et impression des congés de rayon 10 et 25 mm
- Températures dans l'extrudeur (du haut vers la buse) : 270°C, 275°C, 290°C, 295°C, 300°C
- Paramètres de transport des granules vers l'extrudeur : *shotsize* 2,3 s et *transport pump runtime* 18,0 s.
- Engagement tangent au parcours et retrait à la verticale
- Surépaisseur d'usinage de 10 mm

L'impression du moule de carène représente 4x 10.5h soit 42h d'impression pour environ 325 kg de matière. La Figure 6.4 de droite montre l'impression du quart arrière-bâbord du moule de carène. Le moule du pont représente quant à lui 20h d'impression et 160 kg de matière.

Dans le but de vérifier l'importance du *warping* sur les pièces imprimées, des scans tridimensionnels sont réalisés sur un quart avant et sur un quart arrière du moule de carène. Les géométries imprimées étant toutes similaires, cela donne un bon aperçu du comportement de la déformation (amplitude et zones impactées). Pour ce faire, les morceaux à scanner sont un à un posés sur un marbre et, après mise en place du système de référence, l'outil Metrascan 750 Elite de Creaform est utilisée pour reproduire la forme dans un fichier exploitable par un logiciel d'analyse. Cet outillage réalise la prise de vue à l'aide de lasers et reconstruit la forme point par point à une vitesse de 480 000 points/s.

La géométrie scannée est ensuite superposée à la géométrie de référence de chaque quart de moule afin d'analyser les surplus ou manques de matière. Cela est fait en générant les trois plans médians des faces opposées du scan et en les alignant avec les mêmes plans médians de la référence. Les rapports d'analyse sont présents en ANNEXE X.

La Figure 6.10 représente le résultat du scan pour le quart bâbord-arrière du moule de carène. On observe que la quasi-totalité des surfaces présente un excédent de matière pouvant être usiné. Cet excédent est compris entre 0 et 12 mm. On peut cependant noter la présence de zones déficitaires de matière aux extrémités de la boîte et dans certains congés. La surépaisseur d'usinage de 10 mm n'est donc pas correctement réalisée par la machine selon cet axe. Cela ne pose toutefois pas de problème puisque la surépaisseur présente sur la face arrière permet de décaler la forme usinée et donc d'absorber cette erreur.

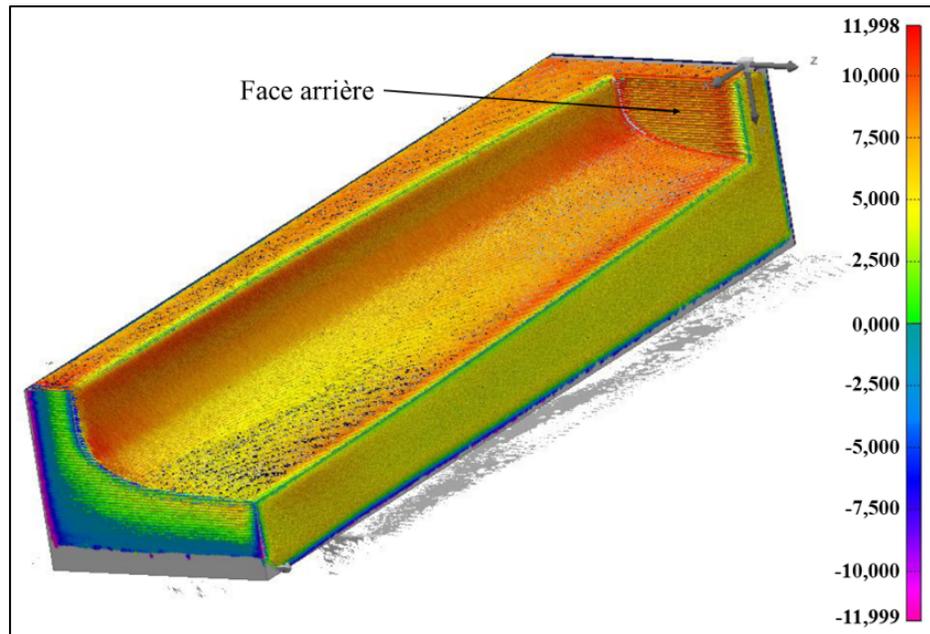


Figure 6.10 Surépaisseurs d'usinage (en mm) pour le moule bâbord-arrière de carène

Afin d'être assemblés, les morceaux de moule sont usinés sur leurs faces de collage. Puis, après alignement des pièces, les faces à coller subissent un traitement à la flamme pour augmenter l'énergie de surface du PET puis sont jointes une à une à l'aide d'un adhésif structural méthacrylate. Les moules sont ensuite renforcés extérieurement à l'aide de poutres en bois vissées. La Figure 6.11 illustre le résultat après assemblage.



Figure 6.11 Moule de carène après collage

Pour l'obtention des surfaces utiles, deux approches différentes sont utilisées pour le moule du pont et celui de la carène. Le moule du pont étant de géométrie simple (globalement plan) et de faible profondeur, il est choisi d'usiner les faces utiles au même moment que les faces de collage sur chaque tiers. Il est ensuite facile de les aligner pour l'assemblage. Une rainure pour guider la découpe de la forme du pont ainsi que des trous de positionnement pour les inserts de moulage des formes en U venant accueillir les échelles sont ajoutés. Pour le moule de carène, il est jugé plus judicieux de faire usiner toutes les surfaces utiles en une fois après l'assemblage des quatre pièces. En effet, cela réduit le risque d'avoir un désalignement au moment du collage. Ceci devant être réalisé par une machine de grande envergure non disponible à l'ETS, ce travail est sous-traité à une entreprise spécialisée. Celle-ci réalise d'abord un scan du moule assemblé avant d'y ajuster au mieux la forme à usiner pour éviter de manquer de matière ou de percer l'épaisseur de plastique. Le rapport d'analyse est visible en ANNEXE X. Le fraisage a été réalisé par un centre d'usinage 5 axes Parpas et a duré 26 heures.

De légers manques de matière sont remarquables après usinage des moules. Ils sont dus à la déformation des surfaces au moment de l'impression ou bien à des congés de rayon trop élevés à cause d'un écart entre le diamètre de cordon demandé et celui réellement imprimé

(27 mm contre 22 mm respectivement). Afin d'obtenir des surfaces de moulage exploitables, une reprise de ces manques est effectuée à l'aide d'un mastic polyester appliqué à la spatule puis poncé. Un apprêt polyester est ensuite pulvérisé comme l'illustre la Figure 6.12.

Enfin, pour garantir le démoulage des pièces infusées, il est nécessaire d'appliquer un traitement antiadhérent aux moules. La résine Elium® contenant un solvant agressif pour la plupart des agents démoulants classiques, il est choisi d'appliquer un film PTFE dans les moules car il s'agit de la méthode la plus efficace accessible au club à ce jour.



Figure 6.12 Moule de carène
apprêté et prêt à l'utilisation

6.2 Infusion des pièces

Une fois l'outillage réalisé et son étanchéité testée (très importante pour les procédés de mise en forme sous vide), la réalisation des différentes pièces constituant la coque peut débuter. A l'exception des tubes du pied de mât et du bout-dehors, toutes les pièces sont fabriquées par infusion de résine Elium®.

Tout d'abord, les cloisons sont infusées sous forme de plaques planes renforcées de lin ou de carbone selon la zone de la coque à laquelle elles sont destinées. Cela est réalisé sur une table en aluminium sur laquelle est appliqué un film PTFE démoulant. Les plis de renfort sont placés autour d'une âme en mousse de 12,7 mm d'épaisseur perforée pour le passage de la résine de part et d'autre puis les consommables et la bâche à vide sont installés comme le représente la Figure 6.13. Le vide est alors appliqué et la résine injectée.

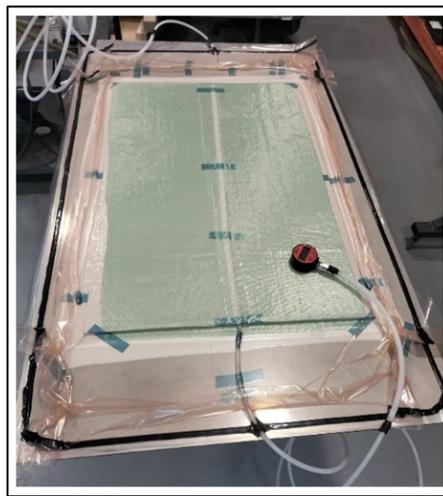


Figure 6.13 Montage d'infusion d'une cloison

Ensuite, la carène est réalisée dans le grand moule fabriqué à cet effet. L'âme en mousse perforée de 6 mm d'épaisseur est d'abord thermoformée en la plaçant au four à 140°C puis en la pressant à la main dans le fond du moule. Celle-ci est réalisée en trois portions de longueur égale jointes ensemble chanfrein contre chanfrein comme le représente la Figure 6.14.

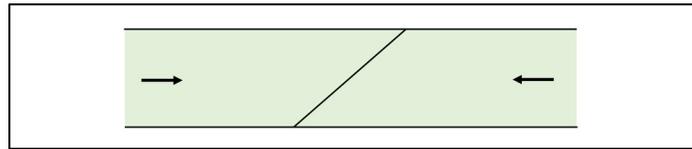


Figure 6.14 Méthode d'assemblage des mousses

Les inserts pour le placement des échelles et du puits de dérive sont imprimés en 3D et recouverts de film démoulant avant d'être installés dans le moule. Puis, comme l'illustre la Figure 6.15 de gauche à droite, les plis de lin sont mis en position un à un à l'aide d'un adhésif aérosol en intégrant l'âme en mousse au milieu de l'empilement.

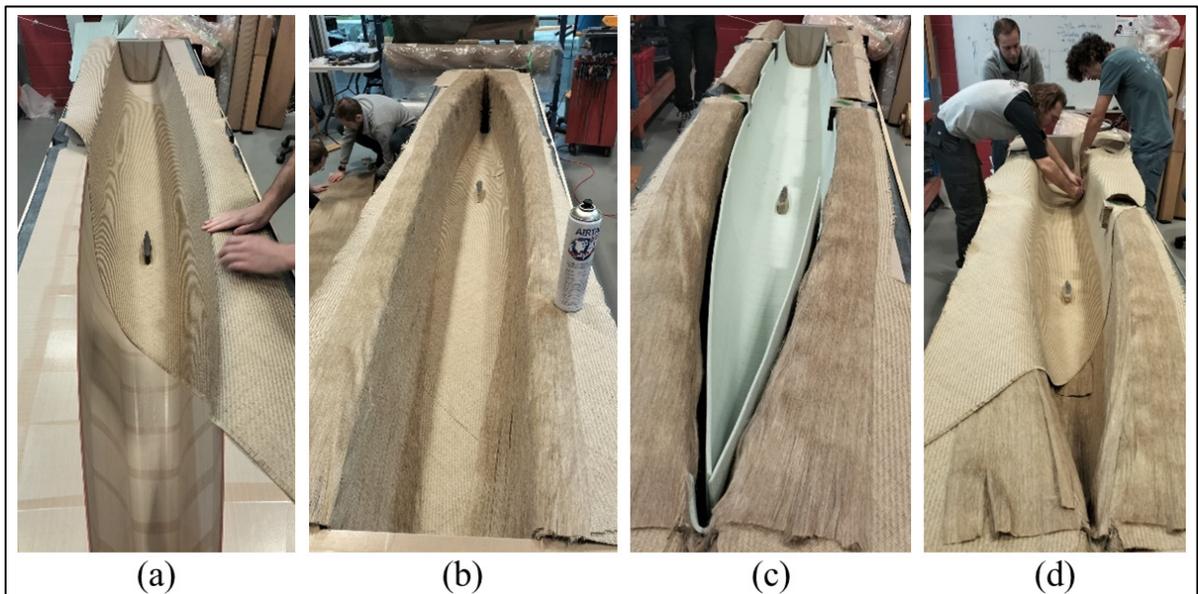


Figure 6.15 Mise en place des plis de renfort et de l'âme pour la carène
((a) premier pli $\pm 45^\circ$, (b) premier pli UD, (c) âme en mousse, (d) dernier pli $\pm 45^\circ$)

Comme on peut le voir sur la Figure 6.16 de gauche à droite, les consommables, les tuyaux et les contre-moules (qui forment la lèvre de collage) sont alors placés (a) puis le vide est tiré à 0,7 bar (b) et la résine est infusée (c). Une seule ligne d'arrivée de résine avec trois points d'entrée est placée au centre du creux et une ligne de vide fait le tour du moule niveau du

plan supérieur. Ce montage est cohérent avec les recommandations d'Arkema qui conseille des longueurs d'infusion allant jusqu'à 60 cm avec la résine Elium®.

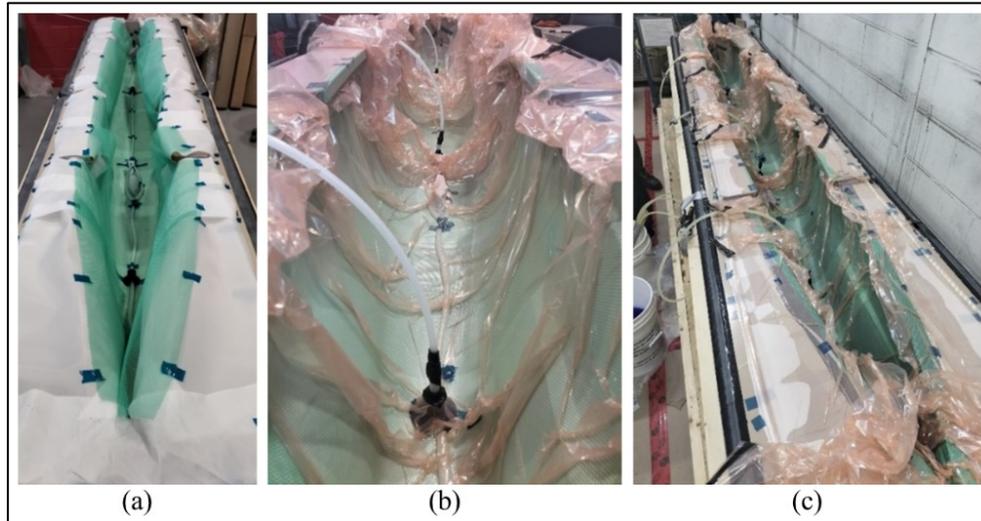


Figure 6.16 Placement des consommables (a), tirage du vide (b) et infusion de la résine Elium® (c)

Après polymérisation complète, la pièce est démoulée et les excédents sont découpés. La Figure 6.17 illustre le résultat. On peut y voir la lèvre de collage à 90° sur les deux tiers arrière à laquelle sont intégrées les formes pour le placement des échelles.



Figure 6.17 Carène après démoulage

Le pont est infusé dans son moule selon la même méthode. Sur la Figure 6.18 à gauche, on peut voir que des zones de mousse haute densité découpées par une fraise à commande numérique y sont placées et que des inserts imprimés en 3D servent à mouler la forme pour la fixation des échelles (bloc parallélépipédique recouvert de fibre de lin). Celle-ci montre aussi le résultat final après démoulage et découpe des excédents à droite.

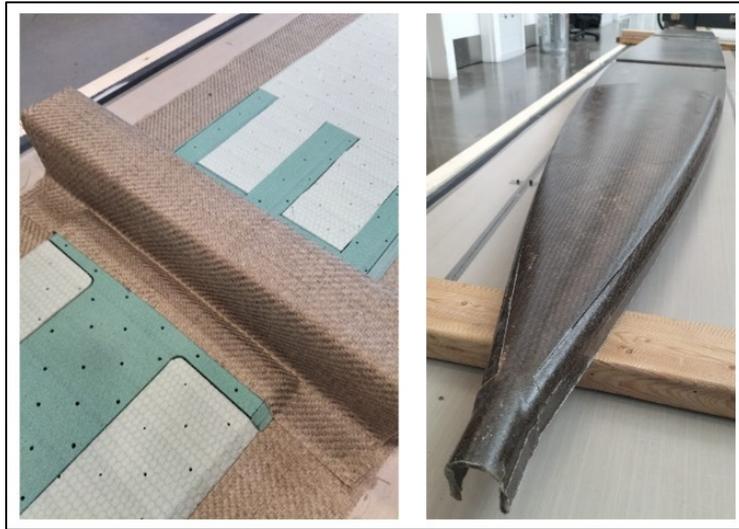


Figure 6.18 Placement des plis (à gauche) et pièce démoulée (à droite) pour le pont

Enfin, le puits de dérive conique est infusé à la forme exacte de la dérive. Il est fait de sept plis de carbone positionnés sur un moule mâle comme on peut le voir sur la Figure 6.19.



Figure 6.19 Placement des plis de carbone pour le puits de dérive

6.3 Découpe et ajustement de la structure interne

Comme l'explique la section précédente, les cloisons sont réalisées sous formes de plaques planes rectangulaires puis sont découpées à la forme de la coque à l'aide d'une fraiseuse à commande numérique. La Figure 6.20 illustre cette opération. Seule la cloison longitudinale

est découpée à la main à l'aide d'un patron pour ne pas risquer d'endommager le tube qu'elle contient avec la fraise.



Figure 6.20 Découpe CNC des cloisons en lin

L'ajustement des pièces est ensuite peaufiné une à une selon les plans afin de garantir de bons contacts pour le collage. La Figure 6.21 montre cette étape (à gauche). Le tube du pied de mât est quant à lui coupé, percé pour le passage de la commande de palpeur et le point d'attache présenté en 3.3.4 y est ajouté comme on peut le voir sur l'image de droite en Figure 6.21.



Figure 6.21 Ajustement des cloisons (à gauche) et ajout du point d'attache sur le pied de mât (à droite)

6.4 Assemblage et finition

La Figure 6.22 (à gauche) montre le collage des pièces de la structure interne à la carène à l'aide d'un adhésif méthacrylate. Elle illustre aussi (à droite) le renforcement des joints collés par stratification au contact d'après la méthode présentée en Figure 3.3 dans la zone du puits de dérive. Ces renforts sont faits pour chacun des joints à l'aide d'un à deux plis de carbone ou de lin selon la criticité de la zone. De la résine polyester est utilisée pour cela car la référence de résine Elium® dont le club dispose ne polymérise pas correctement à l'air libre et qu'il est pour l'instant impossible de se procurer la référence adaptée en Amérique du Nord. Cela ne compromet pas la recyclabilité de la structure car le fournisseur affirme qu'il est possible de séparer la résine des renforts même avec un faible pourcentage de polluants.



Figure 6.22 Collage des cloisons en lin (à gauche) et renforcement des joints par stratification contact (à droite)

Ensuite, le pont est percé pour l'ajout des inserts dans les zones de mousse haute densité et ceux-ci sont collés à l'adhésif méthacrylate M1-04. Sur la Figure 6.23, on peut voir les inserts pour la fixation des renvois de cordes du pont aux échelles. Le type d'insert est sélectionné selon le chargement appliqué, en adéquation avec les résultats des essais présentés en section 3.3.3.



Figure 6.23 Placement des inserts dans le pont

Enfin, le pont est collé à la carène. La lèvre de collage entre ces deux pièces mesure 30 mm de largeur. Elle est dimensionnée sur la base des expériences passées du club pour la construction des catamarans sur foils Rafale I et II ainsi que du Moth Rafale III. En plus de cela, des équerres préalablement infusées en carbone / Elium® sont ajoutées sur la partie supérieure des cloisons les plus sollicitées afin d'améliorer la résistance de l'assemblage en augmentant localement la surface de collage. Puis le pont est posé avec un adhésif méthacrylate M1-20 réparti sur les lèvres de collage ainsi que les équerres et la partie supérieure de chacune des cloisons. L'image de gauche sur la Figure 6.24 montre certaines des équerres (coins supérieur droit et inférieur gauche) et l'image de droite présente la coque après collage du pont. Les renforts locaux au niveau de l'étai et du pied de mât sont ensuite stratifiés au contact. Deux plis de lin sont ajoutés entre le bulbe et la carène pour améliorer la solidité du joint collé qui est fortement sollicité par la tension de l'étai.



Figure 6.24 Collage des équerres (à gauche)
et coque assemblée (à droite)

A ce stade de la construction, la masse de la coque peut être comparée à celle calculée par le logiciel de MEF. Celui-ci annonçait une masse totale d'environ 15 kg. La pesée sur une balance donne une masse réelle de 21 kg. Il existe donc un écart relatif de 40% entre la masse calculée et la masse réelle. Cela s'explique premièrement par le fait que le logiciel considère le matériau parfait. Il ne prend pas en compte la captation de résine par l'âme en mousse qui est non négligeable ni les variations du taux de fibre locales pouvant survenir avec l'infusion. De plus, il ne considère pas la masse d'adhésif qui représente environ 2 kg sur le bateau ni les plis de renfort pour la liaison des cloisons entre elles et avec la carène. La masse de 21 kg est acceptable par rapport à l'objectif total de masse du bateau et représente une réduction de 20% par rapport à la coque de Rafale III.

La finition consiste en un ponçage global suivi de la pose d'un mastic polyester pour effacer les quelques irrégularités présentes et l'application au pistolet d'un apprêt et d'une peinture pour bateaux. Le résultat final est illustré ci-dessous sur la Figure 6.25. La peinture joue aussi un rôle d'étanchéification du composite. Cela est important pour éviter aux renforts à fibre de

lin d'absorber de l'humidité qui dégrade leurs propriétés mécaniques mais aussi pour éviter le phénomène d'osmose entre l'eau et la résine. C'est la raison pour laquelle tous les bateaux en composites sont peints ou au moins vernis.



Figure 6.25 Coque de Rafale IV après finition

L'objectif de fabriquer la coque de Rafale IV est donc rempli à ce stade. Elle est prête à être assemblée avec le reste des éléments (foils, treillis, palpeur, échelles, accastillage, etc.). Les figures 6.26 et 6.27 montrent respectivement Rafale IV assemblé sans les *hydrofoils* et le voilier en vol lors des premières journées de tests.



Figure 6.26 Moth assemblé sans les *hydrofoils*



Figure 6.27 Rafale IV en vol lors des premiers essais

CHAPITRE 7

ANALYSE DE CYCLE DE VIE

Ce dernier chapitre explique la méthode de l'analyse de cycle de vie et présente ensuite son application à la construction de la coque de Rafale IV. Ce travail permet de comparer le projet à un autre équivalent et ainsi évaluer à quel point l'impact environnemental de celui-ci est réduit à l'aide des méthodes et matériaux sélectionnés.

7.1 Méthode de l'ACV

L'analyse de cycle de vie (ACV) est une méthode d'évaluation systématique des impacts environnementaux potentiels associés à un produit, un service ou un processus tout au long de son cycle de vie, depuis l'extraction des matières premières jusqu'à leur élimination finale (Jolliet et al., 2017).

Cette méthode comprend quatre étapes principales :

- Définition des objectifs et du champ d'application : Il s'agit de déterminer les objectifs de l'étude et de délimiter les frontières du système à analyser, en identifiant les différentes étapes du cycle de vie du produit ou du processus. On définit trois *scopes* pour délimiter les frontières (Iglesias, 2022). Pour une entreprise par exemple, le *scope 1* correspond aux émissions directes de GES de celle-ci. Le *scope 2* correspond aux émissions indirectes liées à la consommation d'énergie importée dans l'entreprise. Le *scope 3* comprend le reste des émissions indirectes telles que les émissions en amont et en aval du processus.
- Analyse de l'inventaire : Cette étape consiste à recueillir et à quantifier toutes les entrées et sorties de matériaux, d'énergie et de substances dans chaque étape du cycle de vie, en utilisant des bases de données spécialisées ou des données spécifiques au projet.
- Évaluation des impacts : Une fois les données d'inventaire collectées, elles sont converties en impacts potentiels sur l'environnement, tels que les émissions de gaz à effet

de serre, la consommation d'énergie, la pollution de l'eau, etc. Cette étape peut également inclure une analyse de la toxicité et de l'épuisement des ressources.

- Interprétation des résultats : Enfin, les résultats de l'ACV sont interprétés pour identifier les domaines où des améliorations peuvent être apportées pour réduire les impacts environnementaux, en tenant compte des compromis potentiels.

L'ACV est largement utilisée dans le domaine de l'ingénierie de l'environnement et de la durabilité pour prendre des décisions éclairées en matière de conception de produits, de processus et de politiques environnementales. Elle permet de comparer différentes options et de choisir la plus favorable du point de vue environnemental.

Dans le cas présent de la construction d'un voilier, l'ACV est utile afin d'évaluer la pertinence des choix de conception réalisés notamment pendant la phase de sélection des matériaux et des procédés. En effet, l'analyse des résultats et la comparaison de ceux-ci avec ceux calculées pour d'autres navires permet de quantifier l'impact de chacun de ces choix sur la diminution de l'empreinte environnementale du projet. Ainsi, il est possible de cibler les points à améliorer pour la fabrication de futurs modèles. C'est la raison pour laquelle l'ACV est de plus en plus utilisée dans l'industrie navale par des entreprises désireuses de préserver l'environnement.

7.2 Bilan de l'ACV pour la coque de Rafale IV

L'analyse de cycle de vie de la coque de Rafale IV est réalisée à partir du logiciel spécialisé *MarineShift360* (MS360) fourni par l'organisme de la compétition qui utilise la base de données Ecoinvent 3.7.1. Par manque de temps, celle-ci n'est pas une analyse approfondie mais elle permet tout de même d'estimer la plus grande partie de l'impact environnemental de ce projet. Les *scopes* 1, 2 et seulement une partie du *scope* 3 sont considérés. En effet, les émissions liées à l'approvisionnement en amont du processus de production (livraison des

matériaux et pièces) ne sont pas comptabilisées. L'ACV prend en compte les phases suivantes :

- Conception : L'utilisation d'un ordinateur pendant la phase de conception de la coque consomme de l'énergie et la production de cette dernière émet plus ou moins de CO₂ selon le mix énergétique employé.
- Production : Prise en compte de l'impact environnemental des matériaux et procédés employés pour la fabrication des moules et de la coque. On considère aussi ici le transport aller-retour des moules par la route jusqu'au site pour l'usinage.
- Utilisation : Puisque la coque est celle d'un voilier qui n'a pas de moteur, la phase d'utilisation de celle-ci n'émet pas de CO₂.
- Fin de vie : Tous les matériaux recyclables employés sont considérés comme recyclés pour leur fin de vie et le reste comme éliminé par enfouissement.

Puisque le logiciel employé est spécialisé dans le nautisme et les procédés associés, le calcul consiste simplement à renseigner les informations relatives aux différentes étapes de fabrication et aux quantités utilisées (masse de matériau, procédé utilisé, temps d'usinage, nombre de travailleurs et nombre d'heures, etc.). Le mix énergétique sélectionné pour le calcul de l'impact de la consommation d'électricité est celui du Québec. Il est composé à 95% d'hydroélectricité (Hydro Québec, 2015) qui est parmi les modes de production les moins polluants. *MarineShift360* calcule ensuite les émissions et consommations à partir de sa base de données.

Les résultats principaux de l'analyse sont les suivants :

- Potentiel de réchauffement climatique issu d'énergies fossiles : 1420 kg CO_{2,éq}
- Potentiel de réchauffement climatique issu d'énergies non-fossiles : 32 kg CO_{2,éq}
- Consommation d'énergie non-renouvelable : 23800 MJ
- Consommation d'énergie renouvelable : 5200 MJ
- Consommation d'eau : 39 m³

La Figure 7.1 représente le découpage du potentiel de réchauffement climatique issu d'énergies fossiles (en kg CO_{2,éq}) selon les différentes phases du projet de construction de la coque. On s'aperçoit que la grande majorité de l'empreinte carbone provient de la production des moules. Il s'agit de pièces lourdes contenant une grande quantité de matériau et dont les procédés de production sont énergivores. Cependant, ceci est à nuancer avec la longévité de l'outillage. En effet, il est très robuste et pourrait sans peine permettre la production de plusieurs dizaines de coques similaires. Si l'on considère un amortissement des moules sur quatre ans (temps estimé avant que le club ne décide de changer la forme de la coque), le bilan carbone associé à leur production est divisé par quatre et fait alors chuter le bilan carbone total du projet à 745 kg CO_{2,éq} (soit une réduction de moitié environ). Vient ensuite la phase de fabrication de la coque puis, loin derrière, l'assemblage, la conception et la peinture. On peut aussi remarquer l'impact minime de la phase de fin de vie des différents éléments. Ceci est possible grâce à l'utilisation majeure de matériaux recyclables pour la production des moules et de la coque. Ceux-ci peuvent alors être revalorisés lorsque la coque sera détruite.

Il est alors intéressant de comparer les résultats à ceux d'autres projets. Malheureusement, il existe très peu de références pour la production de bateaux semblables. Un membre du club a pour cela estimé en 2021 l'impact écologique d'un Moth de la marque Mach2 (construction entièrement en carbone dans des moules en composite) à l'aide du même logiciel. Le bilan lié à la production et à la fin de vie de ce bateau est d'environ 4200 kg CO_{2,éq}. Si l'on considère que l'impact environnemental de la coque représente 60% de celui du bateau (par comparaison avec les données issues de l'analyse de cycle de vie d'un voilier IMOCA (11th hour racing, 2021)), cela représente environ 2500 kg CO_{2,éq} pour une coque de Mach2; soit plus du triple du bilan carbone de la coque de Rafale IV (avec amortissement des moules sur quatre ans). Ces comparaisons sont à considérer avec du recul car approximatives. Il serait intéressant de mener des travaux d'ACV sur plusieurs modèles de Moths afin de pouvoir établir des conclusions plus précises.

L'objectif de minimisation de l'empreinte carbone est atteint avec la diminution par trois du potentiel de réchauffement climatique de la coque par rapport à une version équivalente répandue dans le milieu.

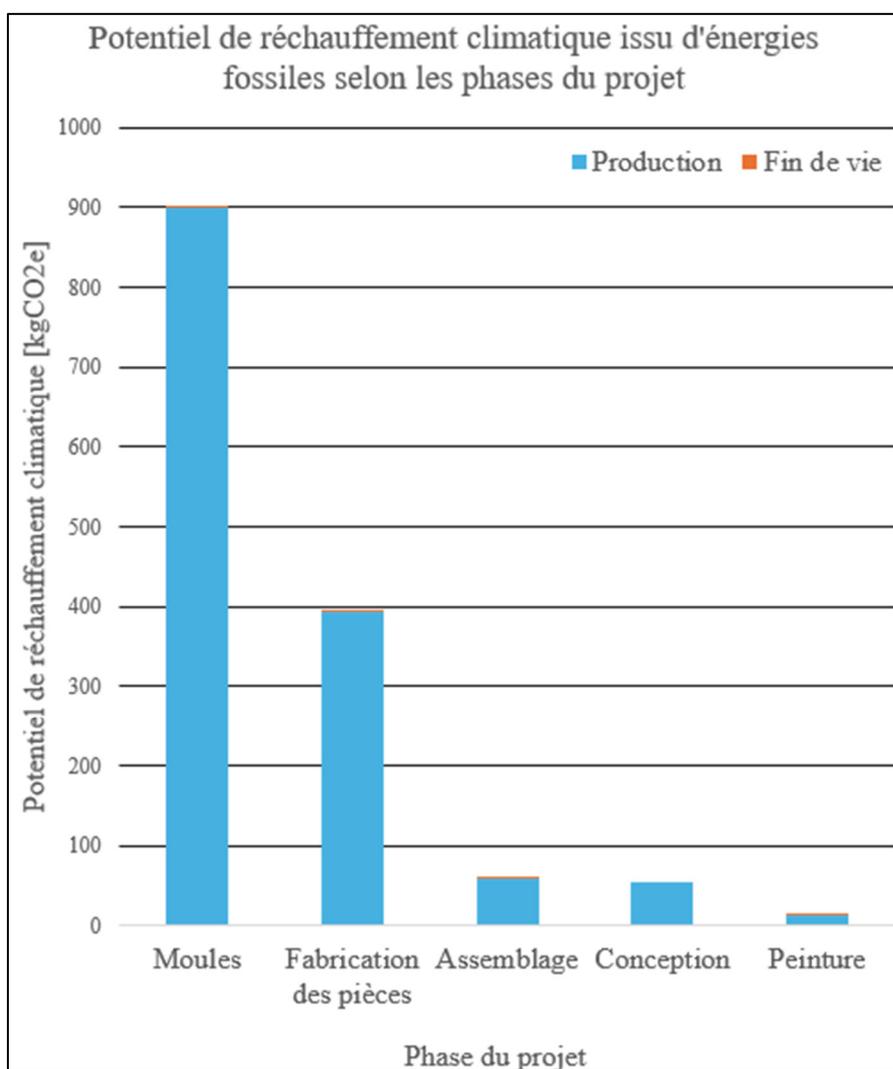


Figure 7.1 Découpage du potentiel de réchauffement climatique du projet

CONCLUSION

L'objectif de ce mémoire était de concevoir et de fabriquer une coque de dériveur Moth à foils à faible empreinte carbone; ceci ayant lieu dans le contexte de la construction du prototype Rafale IV pour la participation au *SuMoth challenge*. Le défi principal était de proposer une structure fiable et performante tout en employant des matériaux et procédés à faible impact environnemental.

Le principe de fonctionnement du Moth à foils et les règles de la classe *International Moth* ont d'abord été revus. Cela a permis, en adéquation avec le contexte du projet et les règles de la compétition visée, de dresser le cahier des charges fonctionnel du dériveur Rafale IV.

Dans un second temps, à partir des principes de la navigation à la voile et plus particulièrement celle d'un Moth, la liste des forces en jeu a été dressée et les cas de chargement principaux expliqués. Cela a permis de mettre en place deux approches pour le calcul de ces efforts. Une première approche statique a permis d'obtenir les ordres de grandeur des forces externes lors de la navigation sur les foils ainsi que de calculer les forces internes liées au grément. Puis, la seconde, en s'appuyant sur des travaux similaires, a permis la réalisation d'un programme d'analyse dynamique du voilier dans son environnement afin de peaufiner l'analyse des forces externes et même de prédire ses performances sur l'eau. La synthèse de ces deux approches a mis en évidence la prédominance des chargements internes pour le dimensionnement de la structure.

Troisièmement, sur la base de considérations de performance et d'impact environnemental, le matériau principal et le procédé pour la fabrication de la coque ont été sélectionnés. Il s'agit d'un composite sandwich recyclable constitué de fibres de lin et d'une résine thermoplastique (Elium® de chez Arkema) mis en forme par infusion sous vide autour d'une âme en mousse PET recyclée. Ils ont ensuite été soumis à divers types d'essais mécaniques et de tests préliminaires. Cela a permis de valider la faisabilité de la structure avec ces choix.

Quatrièmement, les géométries externe et interne de la coque ont été conçues en adéquation avec les requis du cahier des charges et des règles de la classe, mais aussi avec le procédé de fabrication sélectionné ainsi que les zones d'application des chargements principaux.

Cinquièmement, la modélisation et l'analyse par éléments finis du comportement de la coque soumise à deux cas de chargement principaux ont été réalisées. Elles ont permis, grâce à des analyses de rupture et de flambement, de dimensionner les stratifiés pour la construction. Des analyses de détail ont aussi servi à valider la résistance du pont et de la carène soumis aux efforts locaux générés par l'accastillage et le poids du skipper.

La construction a alors pu démarrer. Elle a débuté avec la fabrication des moules de la carène et du pont à l'aide du procédé innovant d'impression 3D à grande échelle. Ce dernier, encore en développement, permet de produire des outillages recyclables tout en minimisant la quantité de déchets. Les pièces de la peau externe et de la structure interne ont alors été infusées avec succès puis découpées et assemblées pour former la coque.

Enfin, une analyse de cycle de vie a été menée à l'aide du logiciel spécialisé *MarineShift360*. Les résultats ont mis en évidence les principaux postes d'émissions de GES de la fabrication. Le potentiel de réchauffement climatique total de 745 kg CO_{2,éq} pour le projet est environ trois fois plus faible que celui d'un projet équivalent réalisé avec du carbone / époxy et des moules en composites. L'objectif de minimisation de l'empreinte carbone est donc atteint.

RECOMMANDATIONS

Dans l'objectif de prolonger ces travaux ou bien de reconcevoir une coque de Moth à faible empreinte carbone, quatre axes principaux semblent se dégager.

Premièrement, la mise en place de mesures de forces à l'aide de capteurs sur le voilier lors de la navigation dans des conditions variées serait très bénéfique pour la conception d'une nouvelle structure. En effet, cela permettrait d'affiner la connaissance des cas de chargement qui sont très difficiles à déterminer théoriquement de manière exhaustive sur un tel support. Ces données plus représentatives de la réalité permettraient d'envisager des travaux d'optimisation de la structure composite à l'aide de solveurs de MEF spécialisés par exemple.

Deuxièmement, il serait intéressant de mesurer en conditions réelles les performances du Moth afin de les mettre en parallèle avec les résultats du DVPP. Cela permettrait d'affiner les essais après les modélisations employées et ainsi de renforcer la fiabilité de cet outil pour la conception d'un nouveau voilier.

Troisièmement, des travaux plus poussés d'analyse de cycle de vie seraient nécessaires afin d'estimer plus précisément les impacts sur l'environnement des matériaux et procédés employés; qu'il s'agisse d'impacts sur le changement climatique mais aussi sociaux, d'appauvrissement des ressources, etc. A partir de telles informations, des choix plus éclairés pourraient être faits pour la construction d'un prochain prototype.

Enfin, la construction d'un voilier avec des matériaux composites éco-responsables n'a de sens que si celui-ci a une durée de vie équivalente à un voilier construit avec des méthodes plus classiques. Il serait par conséquent cohérent de mener des études de vieillissement du composite lin / Elium® soumis à un environnement marin (eau, sel, UV, etc.) afin de quantifier sa longévité lorsqu'il est utilisé pour la construction d'un navire.

ANNEXE I

CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL DE RAFALE IV

Tableau-A I-1 Cahier des charges fonctionnel du dériveur Rafale IV

Repère	Énoncé	Critères	Niveaux	Classe d'acceptabilité	Limite d'acceptabilité
FS - 1	Naviguer en volant	Temps de vol maintenu	> 15 min	F1	> 5 min
FS - 2	Naviguer en flottant	Oui / Non	Oui	F0	/
FS - 3	Pouvoir se diriger sur un plan d'eau	Oui / Non	Oui	F0	/
FC - 2	Être insubmersible	Se maintenir en toute circonstance en surface avec un skipper de:	85kg	F0	/
FC - 3	Être propulsé par le vent	Plage de vitesse du vent	8 - 16 nds	F1	9 - 15 nds
FC - 9	Respecter la jauge <i>International Moth</i>	Oui / Non	Oui	F0	/
FC - 10	Être transportable par avion / bateau / grosse voiture	Oui / Non	Oui	F0	/
FC - 12	Avoir un impact carbone équivalent minimal	Total émissions carbone équivalent	< 2000 kg	F1	< 2300 kg
FC - 13	Être réparable	Type des dommages	Légers	F2	Très légers
FC - 1	Décoller tôt sur les foils	Vitesse de décollage	5nds	F1	7nds
FC - 5	Être léger	Masse	< 45 kg	F2	< 55 kg
FC - 17	Avoir une hauteur de vol réglable	Plage de réglage	50 cm	F2	30 cm
FC - 18	Avoir une sensibilité réglable	Oui / Non	Oui	F0	/
FC - 19	Avoir une assiette réglable	Plage angulaire du foil de safran	+/- 7°	F0	+/- 5°
FC - 20	Permettre de régler la forme de la voile	Oui / Non	Oui	F0	/

Repère	Énoncé	Critères	Niveaux	Classe d'acceptabilité	Limite d'acceptabilité
FC - 7	Être relativement simple à naviguer	Niveau d'expérience nécessaire du skipper	Moyen	F1	Élevé
FC - 21	Se déplacer vite sur les foils	Vitesse max	>25nds	F2	>17nds
FC - 8	Pouvoir naviguer avec de petites vagues	Taille de vagues	< 50 cm	F2	< 25 cm
FC - 11	Être rapide à gréer	Temps pour gréer à deux personnes	20 min	F3	45 min
FC - 15	Résister à la chaleur du soleil	Température maxi en surface	80°C	F2	50°C
FC - 16	Résister aux UV	Temps avant altération aux UV	10 ans	F3	3 ans
FC - 4	Mesurer des données de navigation	Oui / Non	Oui	F3	Non
FC - 14	Être esthétique	% de personnes satisfaites	80%	F3	20%

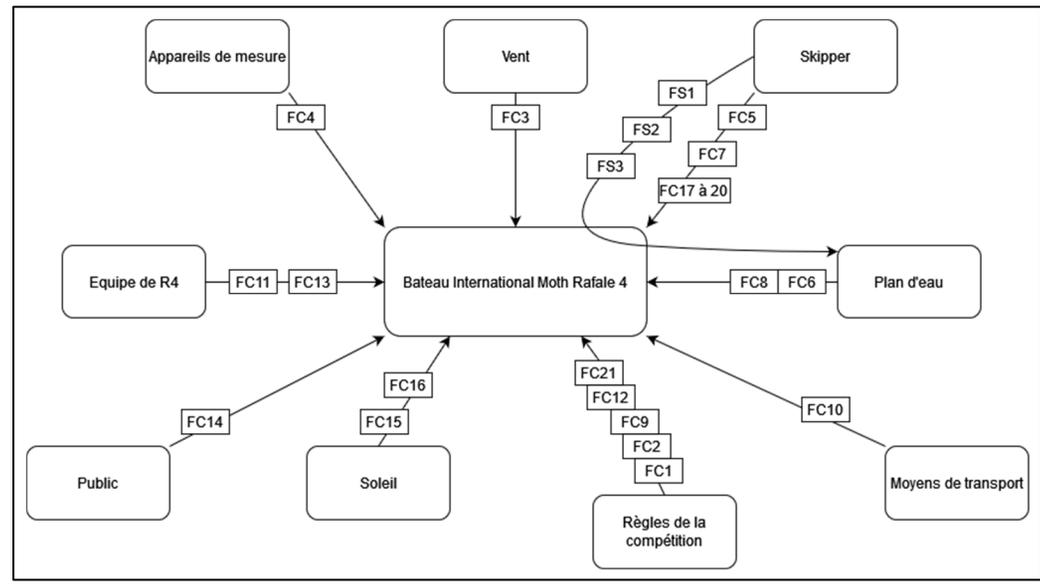


Figure-A I-1 Graphe des interacteurs

ANNEXE II

DONNÉES POUR LE CALCUL DES CAS DE CHARGEMENT

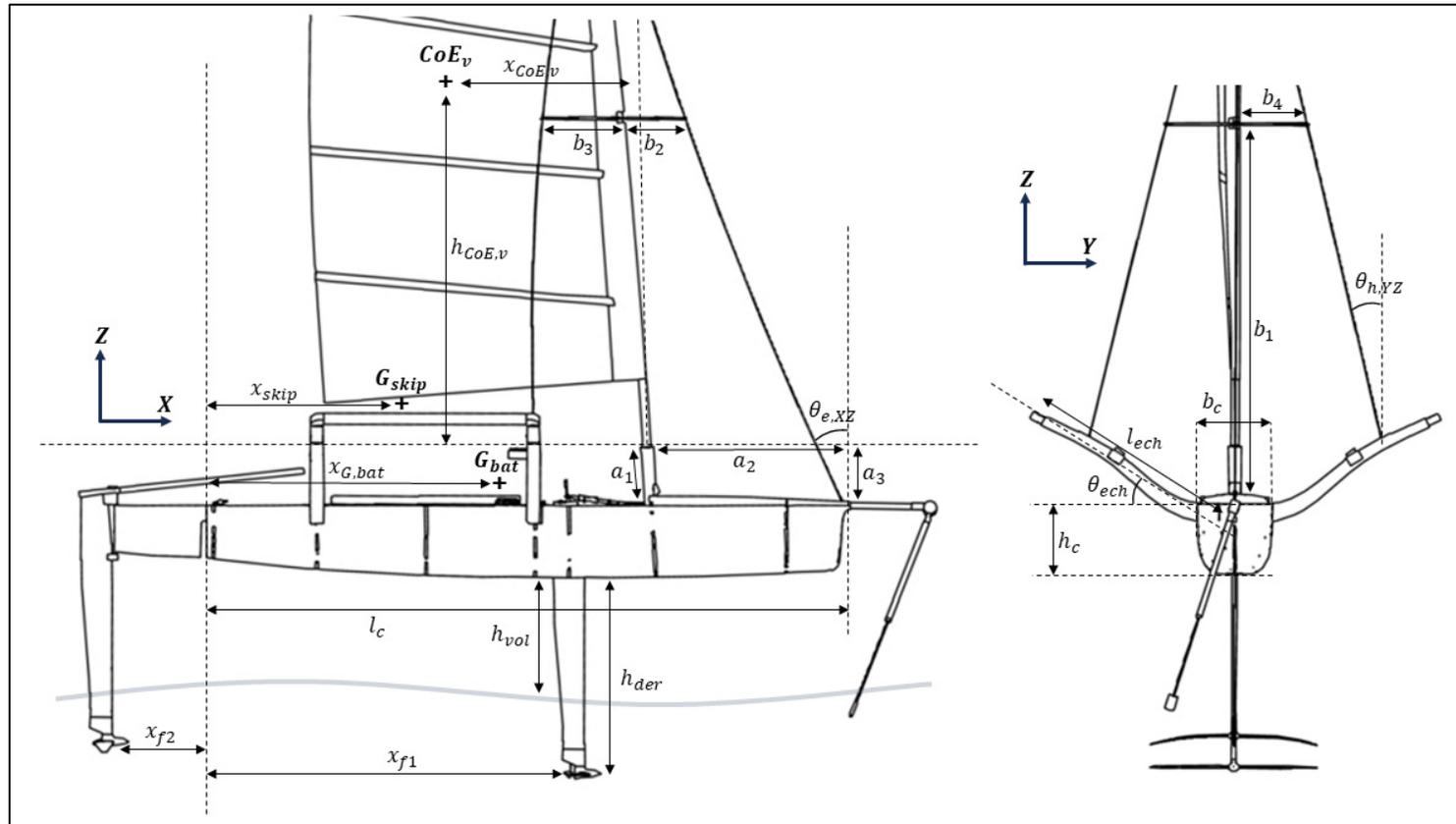


Figure-A II-1 Schématisation du Moth et de ses dimensions

Tableau-A II-1 Valeurs utilisées pour les calculs

Grandeur	Symbole	Valeur	Unité
Constante de gravitation universelle	g	9,81	$m \cdot s^{-2}$
Taille du skipper	h_{skip}	1,80	m
Masse skipper	m_{skip}	70	kg
Masse bateau	m_{bat}	50	kg
Hauteur de vol	h_{vol}	0,70	m
Viscosité cinématique de l'eau (15°C)	ν_{eau}	$1,14 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Viscosité cinématique de l'air (15°C)	ν_{air}	$1,48 \cdot 10^{-5}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Masse volumique de l'eau	ρ_{eau}	1000	$kg \cdot m^{-3}$
Masse volumique de l'air (15°C)	ρ_{air}	1,225	$kg \cdot m^{-3}$
Surface de voilure	S_v	8,25	m^2
Longueur coque	l_c	3,330	m
Largeur coque au maître bau	b_c	0,4	m
Hauteur coque	h_c	0,37	m
Longueur d'une échelle	l_{ech}	1,25	m
Angle d'une échelle / plan XY	θ_{ech}	25	deg
Position du centre d'effort voile	$h_{CoE,v}$	2,34	m
	$x_{CoE,v}$	1,13	m
Hauteur de la dérive sous la coque	h_{der}	1,20	m
Surface foil dérive	S_1	0,099	m^2
Surface foil safran	S_2	0,066	m^2
Corde moyenne dérive et safran	$c_{der} = c_{saf}$	0,16	m
Épaisseur moyenne dérive et safran	$t_{der} = t_{saf}$	0,0256	m
Envergure foil dérive	b_{f1}	1,00	m
Corde moyenne foil dérive	c_{f1}	0,10	m
Épaisseur foil dérive	t_{f1}	0,012	m
Envergure foil safran	b_{f2}	0,90	m
Corde moyenne foil safran	c_{f2}	0,07	m
Épaisseur foil safran	t_{f2}	0,0084	m
Angle hauban / Z dans le plan XZ	$\theta_{h,XZ}$	0	deg
Angle hauban / Z dans le plan YZ	$\theta_{h,YZ}$	13	deg
Angle étai / Z dans le plan XZ	$\theta_{e,XZ}$	20	deg
Angle hale-bas / Z dans le plan XZ	θ_{hb}	65	deg
Hauteur pied de mât / pont	a_1	248,33	mm
Distance pied de mât / fixation étai	a_2	1049,35	mm
Hauteur pied de mât / fixation étai	a_3	317,90	mm
Hauteur barre de flèche	b_1	1730	mm
Avancée barre de flèche	b_2	400	mm
Recul barre de flèche	b_3	580	mm
Demi-largeur barre de flèche	b_4	350	mm

ANNEXE III

MODÉLISATIONS EMPLOYÉES POUR LE CALCUL DES FORCES DANS LE DVPP

Cette annexe dresse la liste des modélisations utilisées pour représenter les forces appliquées sur le Moth à foils simulé dans le DVPP développé pour la conception de Rafale IV. Pour chacune d'entre elles, le vecteur force et le point d'application sont détaillés.

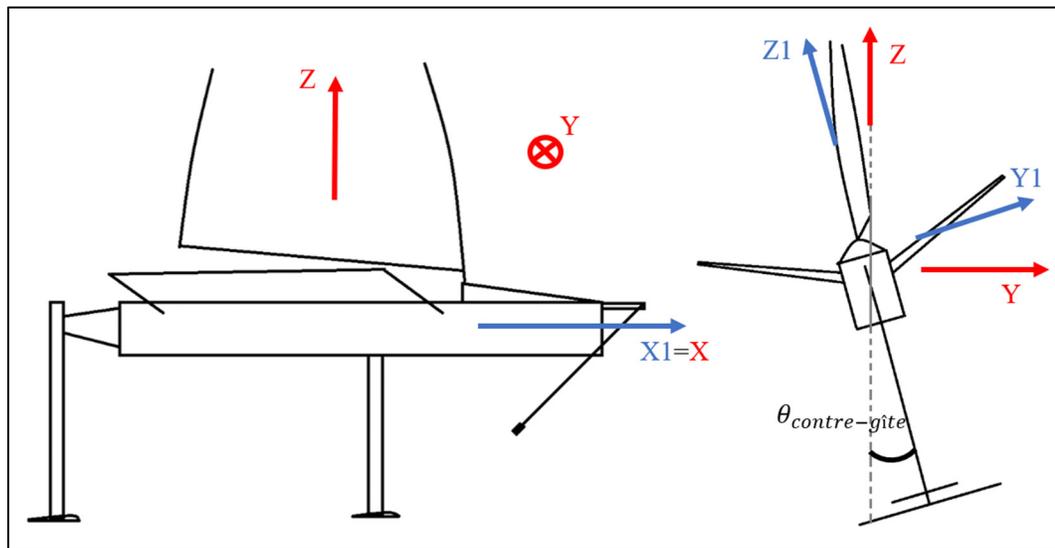


Figure-A III-1 Schématisation des repères employés pour la représentation des forces (en rouge, le repère terrestre; en bleu, le repère lié au bateau)

- **Poids de la coque**

$$\overrightarrow{P_{coque}} = -m_{coque} g \vec{Z} \quad (\text{A III-1})$$

Appliqué au centre de gravité de la coque.

- **Poids du skipper**

$$\overrightarrow{P_{skip}} = -m_{skip} g \vec{Z} \quad (\text{A III-2})$$

Appliquée au centre de gravité du skipper.

- **Poussée d'Archimède**

$$\overrightarrow{F_{archi}} = \rho_{eau} V_{depl} g \vec{Z} \quad (\text{A III-3})$$

Appliquée au centre de flottaison, nulle si la hauteur de vol est supérieure à zéro.

- **Traînée hydrodynamique de la coque**

$$\overrightarrow{D_{coque}} = -D_{coque} \vec{X} \quad (\text{A III-4})$$

Avec $D_{coque} = 5,729 V_{bat}^2 + 0,744 V_{bat}$ d'après une interpolation des mesures de (Beaver & Zselezky, 2009).

Appliquée au centre d'effort de la coque, nulle si la hauteur de vol est supérieure zéro.

- **Fardage**

$$\overrightarrow{D_{fard}} = -D_{fard,X} \vec{X} + D_{fard,Y} \vec{Y} \quad (\text{A III-5})$$

Avec $D_{fard,X} = 0,8 V_{bat}^2$ et $D_{fard,Y} = 1,2 V_{bat}^2$ d'après une interpolation des mesures de (Beaver & Zselezky, 2009).

Appliquée au niveau du pied de mât (approximation).

- **Forces dans la voile**

$$\begin{aligned} \overrightarrow{F_v} = [L_v \sin(\theta_{app}) - D_v \cos(\theta_{app})] \overrightarrow{X1} + [-L_v \cos(\theta_{app}) \\ - D_v \sin(\theta_{app})] \overrightarrow{Y1} \end{aligned} \quad (\text{A III-6})$$

Avec :

$$L_v = \frac{1}{2} \rho_{air} S_v C_{l,v} V_{app}^2$$

$$D_v = \frac{1}{2} \rho_{air} S_v C_{d,v} V_{app}^2$$

Avec $C_{D,v}$ calculé selon la méthode développée dans (Findlay & Turnock, 2008)

Appliquée au centre de poussée vélique confondu avec le centre géométrique de la voile.

- **Forces dans le foil de dérive**

$$\vec{F}_{f1} = -D_{f1}\vec{X1} + L_{f1}\vec{Z1} \quad (\text{A III-7})$$

Avec :

$$L_{f1} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_1 C_{L,f1} V_{bat}^2$$

$$D_{f1} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_1 C_{D,f1} V_{bat}^2$$

Avec $C_{D,f1}$ calculé selon la méthode développée dans (Findlay & Turnock, 2008) et $C_{L,f1}$ déduit de la boucle d'optimisation du coefficient de portance des foils.

Appliquée au centre d'effort du foil de la dérive.

- **Forces dans le foil de safran**

$$\vec{F}_{f2} = -D_{f2}\vec{X1} + L_{f2}\vec{Z1} \quad (\text{A III-8})$$

Avec :

$$L_{f2} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_2 C_{L,f2} V_{bat}^2$$

$$D_{f2} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_2 C_{D,f2} V_{bat}^2$$

Avec $C_{D,f2}$ calculé selon la méthode développée dans (Findlay & Turnock, 2008) et $C_{L,f2}$ déduit de la boucle d'optimisation du coefficient de portance des foils.

Appliquée au centre d'effort du foil du safran.

- **Forces dans la dérive**

$$\vec{F}_{der} = -D_{der}\vec{X1} - L_{der}\vec{Y1} \quad (\text{A III-9})$$

Avec :

$$L_{der} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_{immergee,der} C_{L,der} V_{bat}^2$$

$$D_{der} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_{immergee,der} C_{D,der} V_{bat}^2$$

Avec $C_{D,der} = C_{D,induite} + C_{D,forme} + C_{D,spray}$ calculé selon la méthode développée dans (Findlay & Turnock, 2008) et $C_{L,der}$ déduit de la force anti dérive nécessaire pour contrer la

dérive du bateau. $C_{L,der}$ est majoré par la valeur 0,8 qui est le coefficient de portance maximal qu'est capable de fournir un tel profil symétrique.

Appliquée au centre d'effort de la dérive approximé par le centre géométrique de sa surface immergée.

- **Forces dans le safran**

$$\overrightarrow{F_{saf}} = -D_{saf} \overrightarrow{X1} \quad (\text{A III-10})$$

Avec :
$$D_{saf} = \frac{1}{2} \rho_{eau} S_{immergee,saf} C_{D,saf} V_{bat}^2$$

Avec $C_{D,saf} = C_{D,induite} + C_{D,forme} + C_{D,spray}$ calculé selon la méthode développée dans (Findlay & Turnock, 2008).

La portance générée par le safran est négligée car on considère que c'est seulement la dérive qui génère la force antidérive.

Appliquée au centre d'effort du safran approximé par le centre géométrique de sa surface immergée.

ANNEXE IV

DONNÉES ET COURBES DES ESSAIS MÉCANIQUES SUR LE COMPOSITE LIN / ELIUM®

Tableau-A IV-1 Essais et éprouvettes réalisés pour la caractérisation du composite lin / Elium®

Norme	Type	Extensomètre	Jauge de déformation	Talons	Dimensions talons [mm]	Dimension échantillon (Quantité ; Largeur x Longueur x Épaisseur ; Echantillonnage)	Grandeurs mesurées	Grandeurs recherchées
ASTM D3039	Traction	Oui	Non	Oui	56x25x1.5 verre/époxy	(3x ; 25x250x2mm ;0°)	Force, déplacement, déformation longitudinale	$E_1, R_{m,1}, A\%_1$
ASTM D3039	Traction	Oui	Non	Oui	25x25x1.5 verre/époxy	(3x ; 25x175x2mm ;90°)	Force, déplacement, déformation longitudinale	$E_2, R_{m,2}, A\%_2$
ASTM D3039	Traction	Oui	Oui (0° / 90°)	Oui	56x25x1.5 verre/époxy	(2x ; 25x250x2mm ;0°)	Force, déplacement, déformation longitudinale + transversale	$E_1, R_{m,1}, A\%_1, \nu$
ASTM D3039	Traction	Oui	Oui (0° / 90°)	Oui	25x25x1.5 verre/époxy	(2x ; 25x175x2mm ;90°)	Force, déplacement, déformation longitudinale + transversale	$E_2, R_{m,2}, A\%_2, \nu$
ASTM D3518	Traction	Oui	Oui (0° / 90°)	Oui	56x25x1.5 verre/époxy	(5x ; 25x250x2.5mm ; +/- 45° symétrique et équilibré)	Force, déplacement, déformation longitudinale + transversale	G_{12}

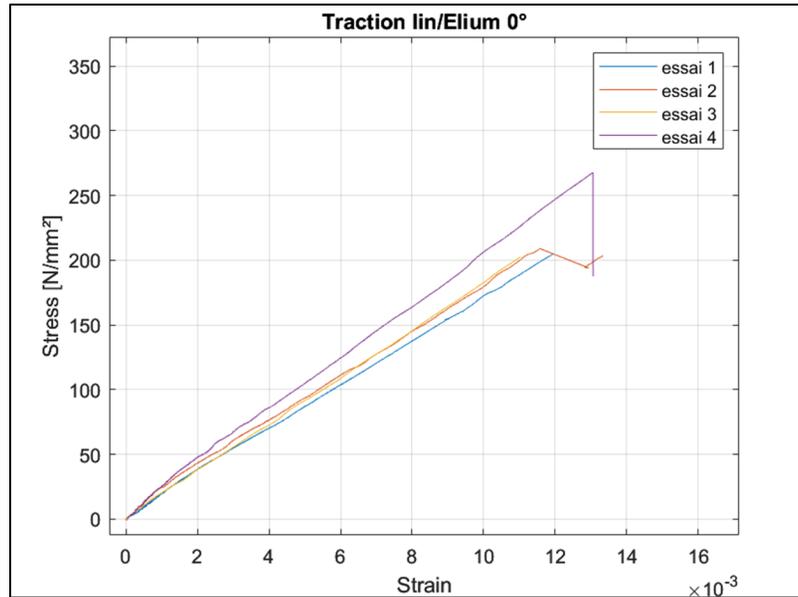


Figure-A IV-1 Courbes de traction des éprouvettes 0°

Tableau-A IV-2 Résultats des essais de traction 0°

Essai n°	1	2	3	4
E_1 [GPa]	17.5400	17.6526	17.6583	20.8089
$R_{m,1}$ [MPa]	205.4701	209.2900	202.5533	267.7292
$A\%_{01}$	1.1965	1.1578	1.1025	1.3055
ν_{12}	0.3016	0.5098		

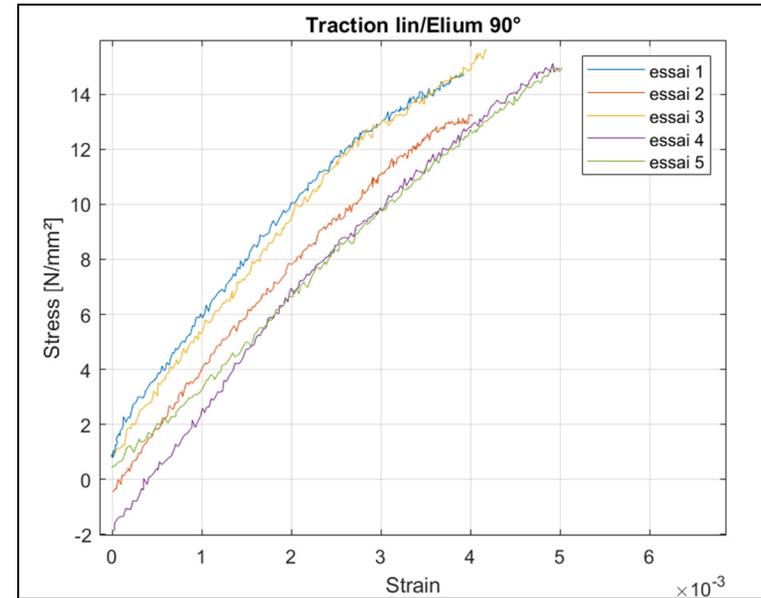


Figure-A IV-2 Courbes de traction des éprouvettes 90°

Tableau-A IV-3 Résultat des essais de traction 90°

Essai n°	1	2	3	4	5
E_2 [GPa]	3.5807	3.4300	3.7540	3.7811	3.2594
$R_{m,2}$ [MPa]	14.7787	13.2413	15.7090	15.1179	14.9628
$A\%_{02}$	0.3906	0.3984	0.4217	0.4922	0.5029
ν_{21}	0.0661	0.0706			

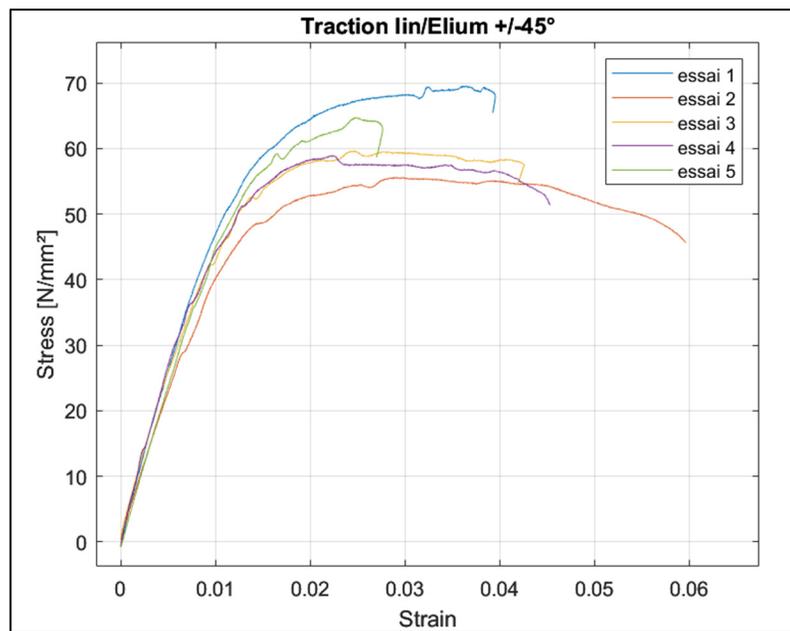


Figure-A IV-3 Courbes de traction des éprouvettes à +/-45°

Tableau-A IV-4 Résultats des essais de traction +/-45°

Essai n°	1	2	3	4	5
E_{45} [GPa]	5.4795	4.5489	5.0754	5.3374	4.9855
$R_{m,45}$ [MPa]	69.5760	55.6257	59.7039	58.9367	64.7572
$A\%_{45}$	3.930	5.969	4.193	4.532	2.702
G_{12} [GPa]	1,8336	1,3695			

ANNEXE V

COURBES DES ESSAIS DE RUPTURE D'INSERTS

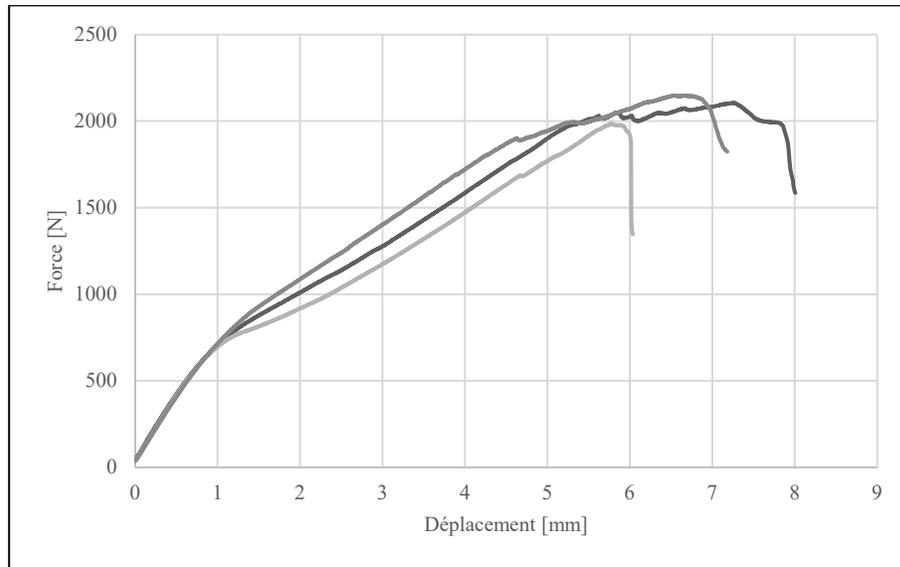


Figure-A V-1 Traction normale sur inserts T diam. 20

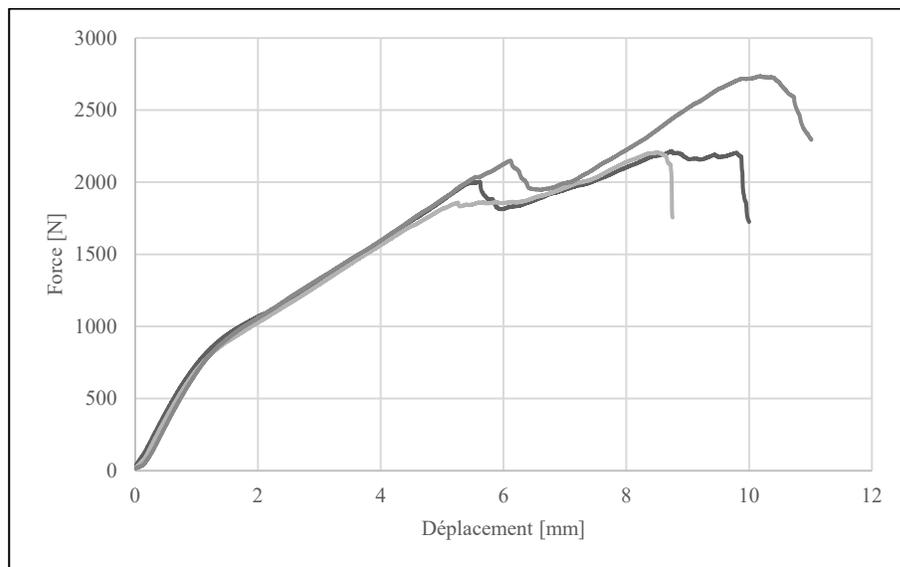


Figure-A V-2 Traction normale sur Rotaloc diam. 23

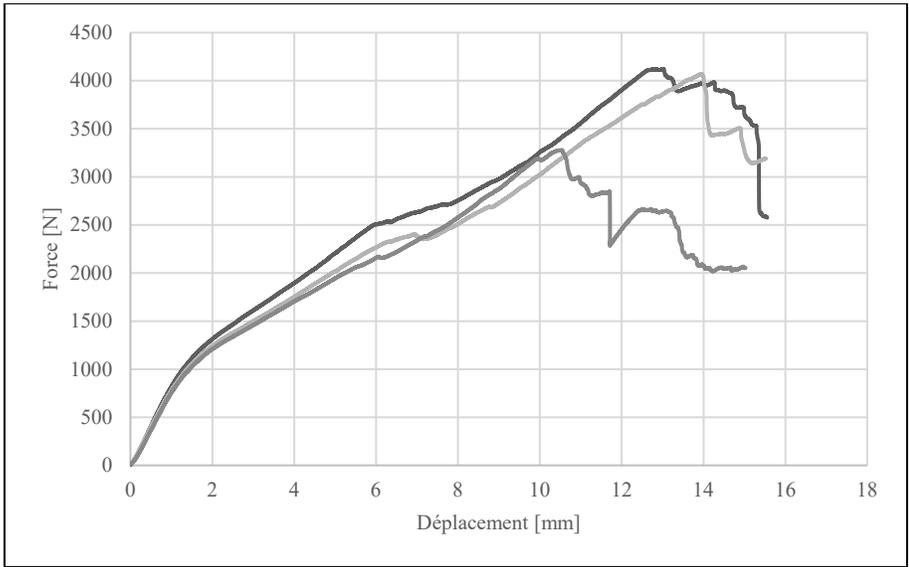


Figure-A V-3 Traction normale sur Rotaloc diam. 38

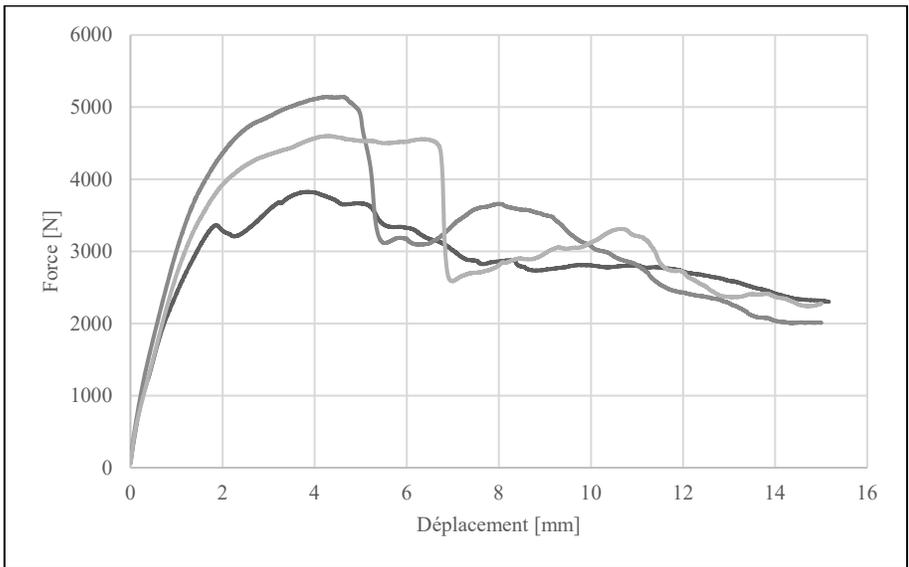


Figure-A V-4 Cisaillement sur inserts traversants diam. 20

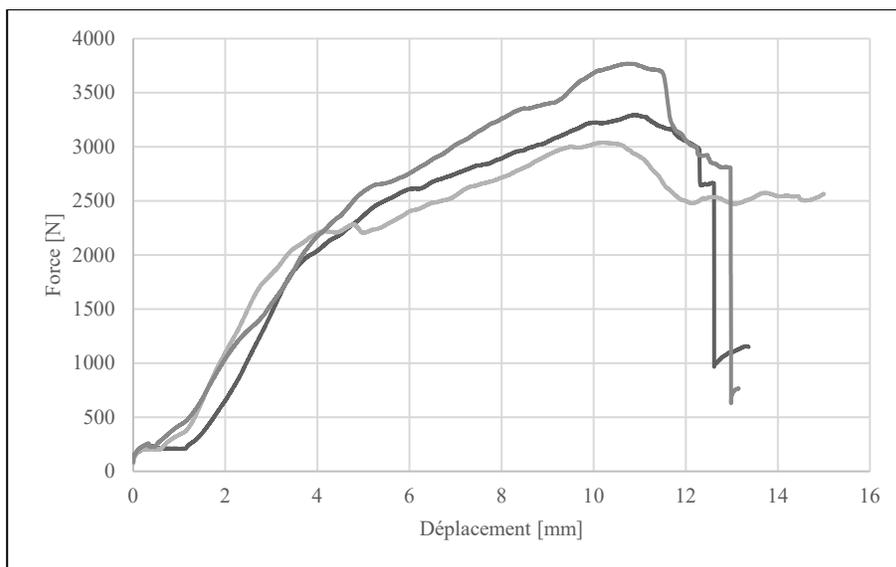


Figure-A V-5 Cisaillement sur Rotaloc diam.23

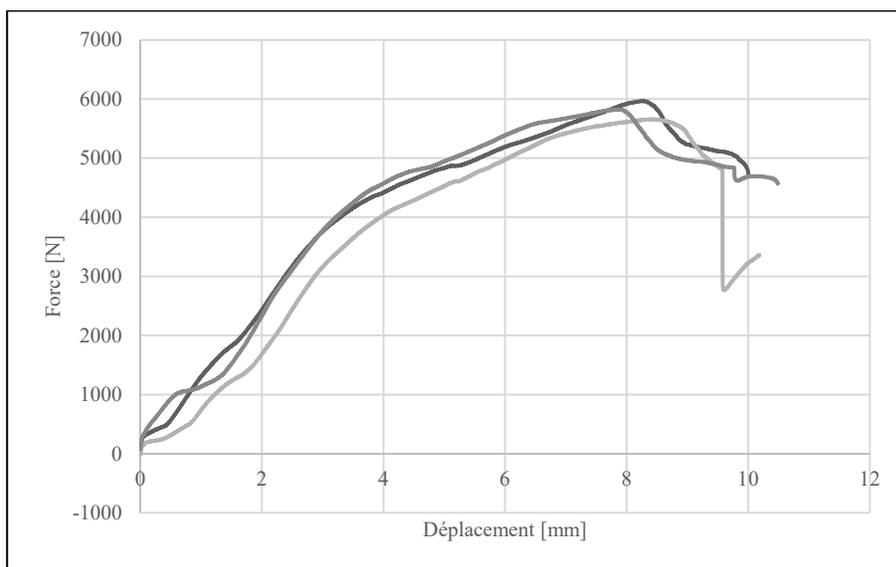


Figure-A V-6 Cisaillement sur Rotaloc diam.38

ANNEXE VI

MISE EN PLAN DE LA COQUE

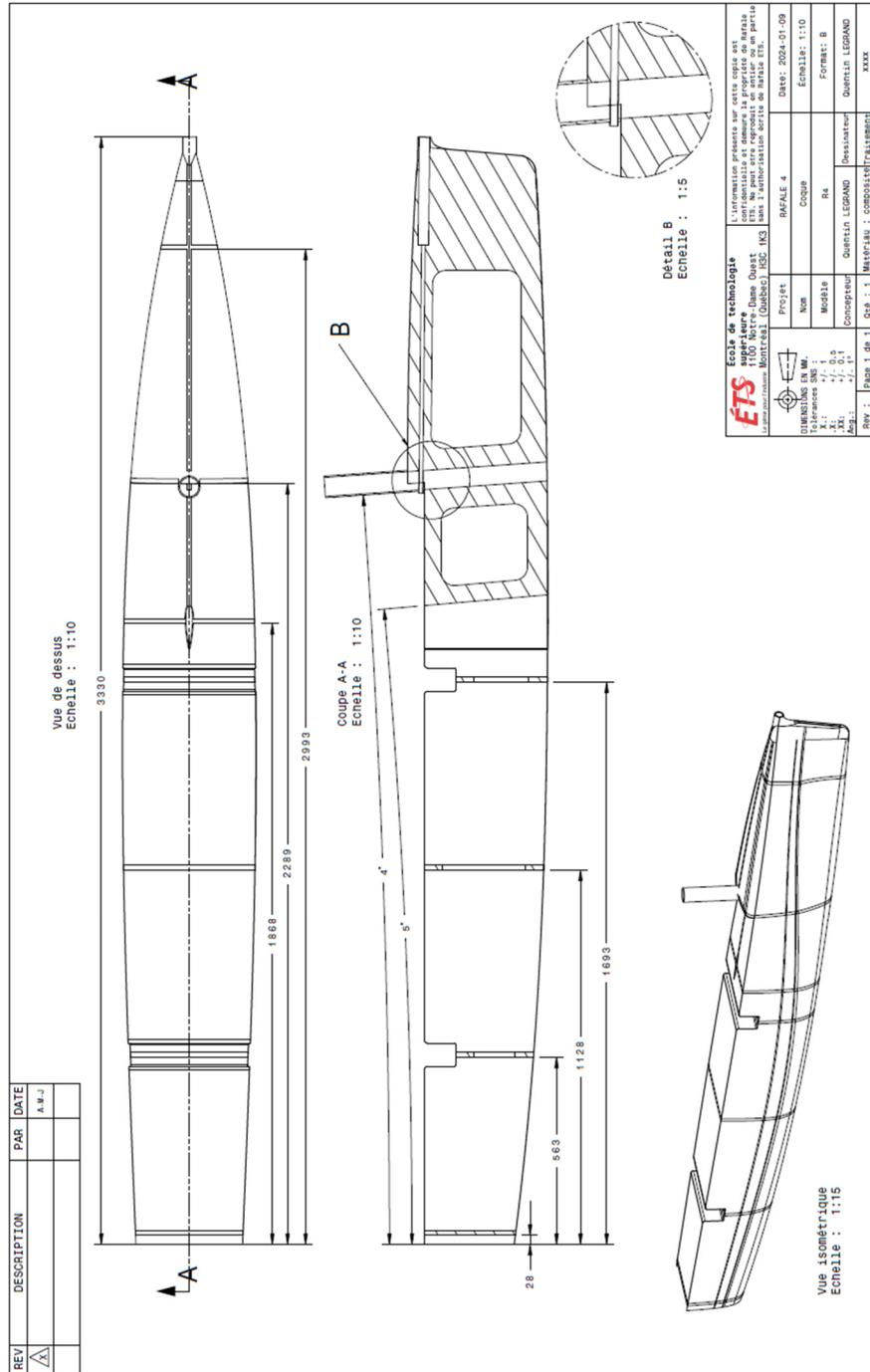


Figure-A VI-1 Plan de la coque de Rafale IV

ANNEXE VII

CARTES MATÉRIAUX UTILISÉS DANS LA MEF

Composite lin /Elium® UD (card image MAT8)

	Grandeur	Valeur
Elastique	E1 [MPa]	20000
	E2 [MPa]	4000
	NU12	0,4
	G12 [MPa]	1600
Masse	RHO [kg/mm3]	1,178e-06
Rupture (PUCK)	V1 [MPa]	220
	V2 [MPa]	120
	V3 [MPa]	15
	V4 [MPa]	70
	V5 [MPa]	40
	W1	0,25
	W2	0,3
	W3	0,185

Composite AS3501 UD carbone /époxy ~ carbone /Elium® (card image MAT8)

	Grandeur	Valeur
Elastique	E1 [MPa]	138000
	E2 [MPa]	9000
	NU12	0,3
	G12 [MPa]	6900
Masse	RHO [kg/mm3]	1,6e-06
Rupture (PUCK)	V1 [MPa]	1448
	V2 [MPa]	1172
	V3 [MPa]	48,3
	V4 [MPa]	248
	V5 [MPa]	62,1
	W1	0,3
	W2	0,35
	W3	0,42

Composite carbone/époxy Rockwest module standard UD (card image MAT8)

	Grandeur	Valeur
Elastique	E1 [MPa]	142031
	E2 [MPa]	8963
	NU12	0,289
	G12 [MPa]	8963
Masse	RHO [kg/mm3]	1,6e-06
Rupture (PUCK)	V1 [MPa]	1379
	V2 [MPa]	1586
	V3 [MPa]	76
	V4 [MPa]	198
	V5 [MPa]	90
	W1	0,3
	W2	0,35
	W3	0,26

Âme mousse Gurit Kerdyn Green 80 kg/m3 (card image MAT1)

	Grandeur	Valeur
Elastique	E [MPa]	85
	NU	0,3
	G [MPa]	18
Masse	RHO [kg/mm3]	8e-08
Rupture	ST [MPa]	1,54
	SC [MPa]	0,86
	SS [MPa]	0,58

ANNEXE VIII

ÉCHANTILLONNAGE DE LA COQUE

Carène

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Lin sergé 2x2 200g/m2*	±45	0,4
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Mousse PET 80kg/m3	/	6
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4

Pont (zones planes)

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Mousse PET 80kg/m3 ou 300kg/m3	/	12
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4

Bulbe

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Mousse PET 80kg/m3	/	6
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4

Formes en U (pont) pour les échelles

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	0/90	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4

Cloisons carbone

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Carbone taffetas 200g/m2**	±45	0,3
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,3
Mousse PET 80kg/m3	/	12
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,3
Carbone taffetas 200g/m2	±45	0,3

Cloisons lin

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Lin UD 200g/m2	90	0,4
Mousse PET 80kg/m3 ou 300kg/m3	/	12
Lin UD 200g/m2	90	0,4
Lin UD 200g/m2	0	0,4
Lin sergé 2x2 200g/m2	±45	0,4

Tube pied de mât (enroulement filamentaire)

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Rockwest std mod UD	15	0,546
Rockwest std mod UD	-15	0,546
Rockwest std mod UD	45	0,406
Rockwest std mod UD	-45	0,406
Rockwest std mod UD	77	0,101
Rockwest std mod UD	-45	0,508
Rockwest std mod UD	45	0,508
Rockwest std mod UD	-15	0,508
Rockwest std mod UD	15	0,508

Tube bout dehors (enroulement filamentaire)

Séquence d'empilement inconnue. Dimensions de la section : $DI = 1,25''$, $DE = 1,40''$

Puits de dérive

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Carbone taffetas 200g/m2	±45	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	±45	0,25

Renfort bulbe (base de pied de mât)

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Carbone taffetas 200g/m2 (petit)	±45	0,25
Carbone taffetas 200g/m2 (petit)	±45	0,25
Carbone taffetas 200g/m2 (petit)	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2 (grand)	0/90	0,25

Renfort carène en base de pied de mât

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Carbone taffetas 200g/m2 (cercle d100)	±45	0,25
Carbone taffetas 200g/m2 (cercle d100)	0/90	0,25

Renfort proue (zone de prise de l'étai)

Matériau	Orientation [°]	Épaisseur [mm]
Carbone taffetas 200g/m2	±45	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25
Carbone taffetas 200g/m2	0/90	0,25

* modélisé par deux plis de lin UD de 0,2 mm d'épaisseur

** modélisé par deux plis de carbone UD de 0,125 mm d'épaisseur

ANNEXE IX

ANALYSES DE DÉTAIL PAR ÉLÉMENTS FINIS

Analyse de détail : points d'ancrage principaux

Il est important de vérifier que la structure résiste aux efforts générés autour des points d'ancrage principaux (écoute de grand-voile, poulies de renvoi, poulies fixes). En effet, ces éléments engendrent des efforts locaux et un composite sous-dimensionné dans les zones en question risque de rompre et ainsi d'altérer la solidité de la structure globale. Afin de vérifier cela, un modèle simple est généré dans lequel la coque est fixée par trois cloisons internes éloignées des charges et où on applique les forces sur des zones circulaires placées judicieusement. Seuls quatre points d'ancrage sont étudiés car ils ont tous leurs analogues symétriques par rapport au plan longitudinal de la coque. Les valeurs des efforts sont les suivantes : 2000 N pour chaque poulie fixe (hale-bas et cunningham) en arrière du pont, 900 N à 45° pour la patte d'oie (point d'attache de l'écoute de grand-voile), 400 N tangents au pont pour les filoirs de renvoi d'angles. Elles sont calculées à partir des rapports de démultiplication des systèmes de poulies et de la force appliquée par le skipper (voir CHAPITRE 2 section 2.4). Les figures A IX-1 et A IX-2 présentent respectivement l'application des charges et les résultats d'analyse de rupture.

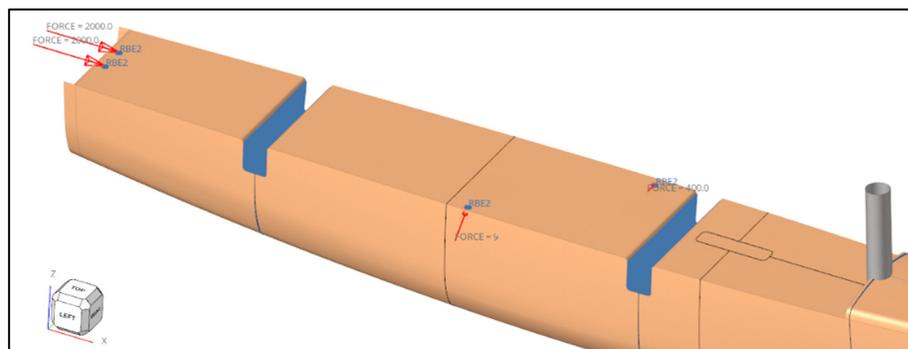


Figure-A IX-1 Cas de chargement pour l'analyse de la résistance des points d'ancrage

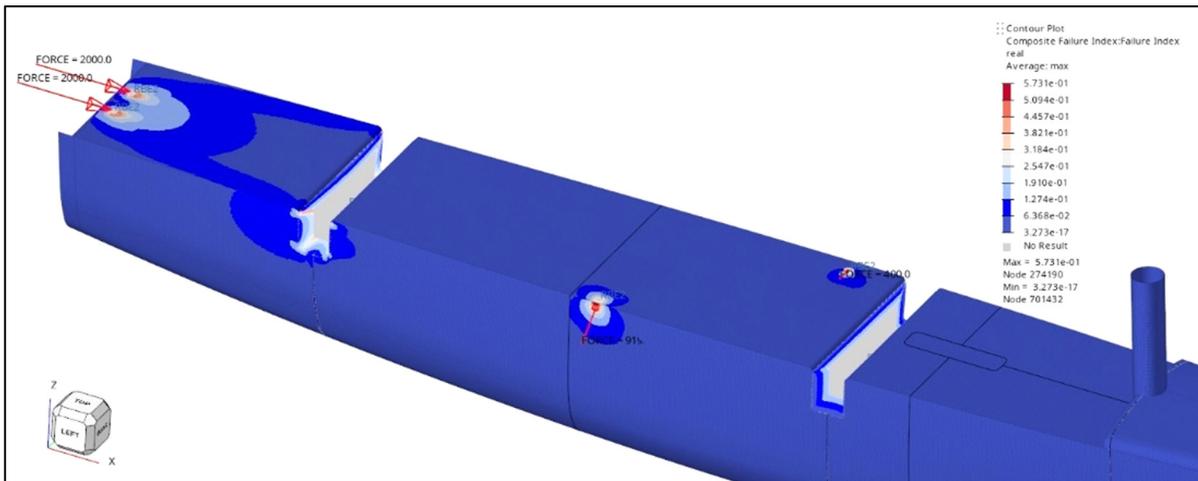


Figure-A IX-2 Résultats de l'analyse de rupture

Le facteur de sécurité obtenu est égal à 1,74. Le stratifié du pont est donc validé pour l'application de ces charges locales.

Analyse de détail : Efforts locaux engendrés par le skipper lors de la navigation

Dans le but de prévenir une dégradation de la coque par des coups de talon du skipper en navigation (sur le pont) ou en resalage (sur la carène), deux analyses sont menées.

La Figure-A IX-3 représente les modélisations employées. La première (en haut) modélise l'effort d'un talon sur le pont. Une plaque carrée de 400 mm de côté est maillée et le laminé du pont y est appliqué. Les quatre bords sont encastres (soutien de la zone par le composite environnant) et une force normale de 1000 N est appliquée au centre sur un cercle de 30mm de diamètre sous forme d'une pression répartie. La seconde (en bas) modélisant le talon sur la carène est réalisée de manière similaire avec une plaque courbe à laquelle le laminé correspondant est associé.

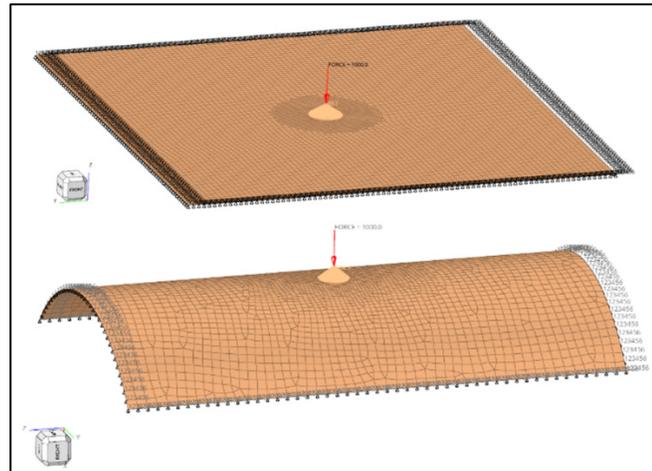


Figure-A IX-3 Modélisation des efforts du talon sur le pont (en haut) et sur la carène (en bas)

La Figure-A IX-4 présente les résultats de rupture pour ces deux analyses. Le facteur de sécurité est égal à 1,32 pour un coup de talon sur la carène et à 1,25 pour un coup de talon sur le pont. Les stratifiés sont donc validés pour ces deux cas de chargement.

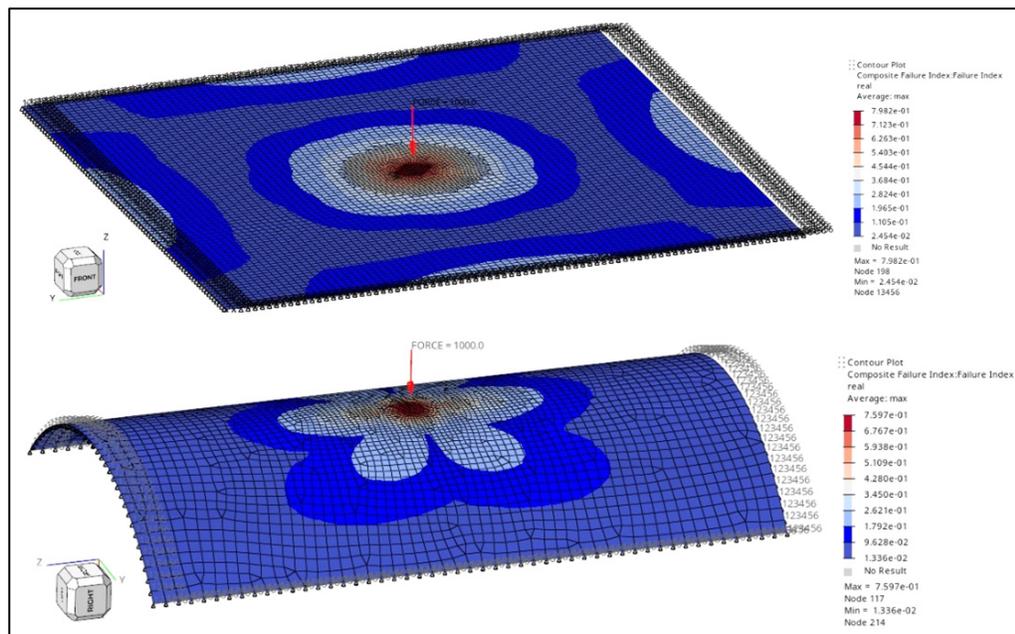


Figure-A IX-4 Résultats d'analyses de rupture pour les efforts du talon sur le pont (en haut) et sur la carène (en bas)

ANNEXE X

RAPPORTS D'ANALYSE DES SCANS 3D DU MOULE DE CARÈNE

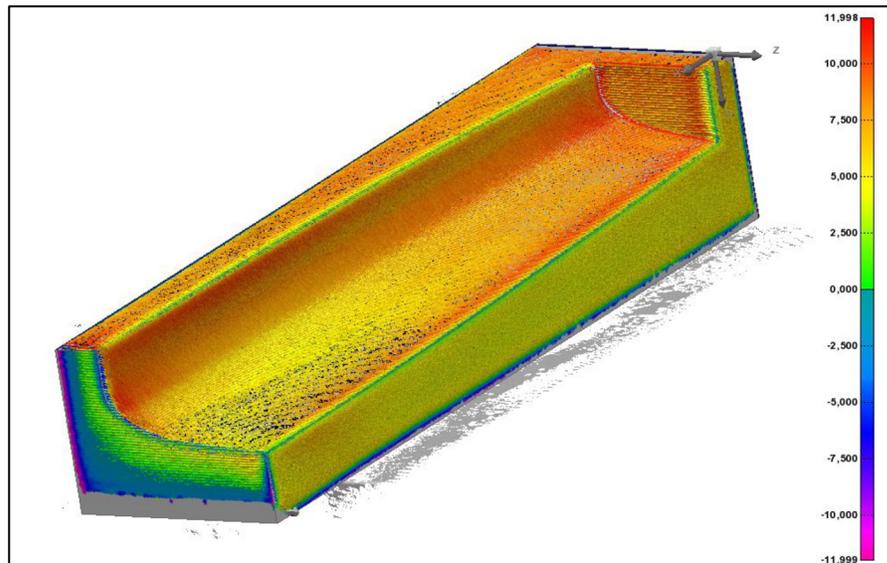


Figure-A X-1 Moule bâbord-arrière de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)

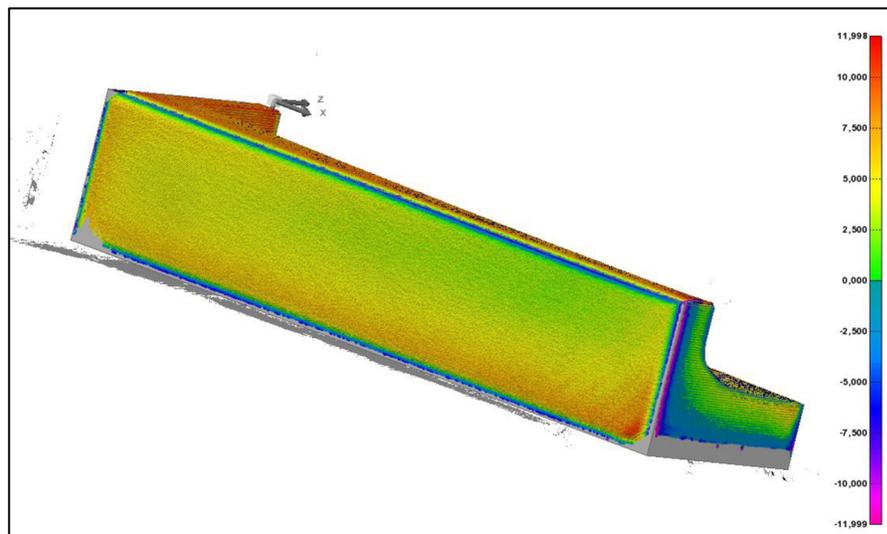


Figure-A X-2 Moule bâbord-arrière de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)

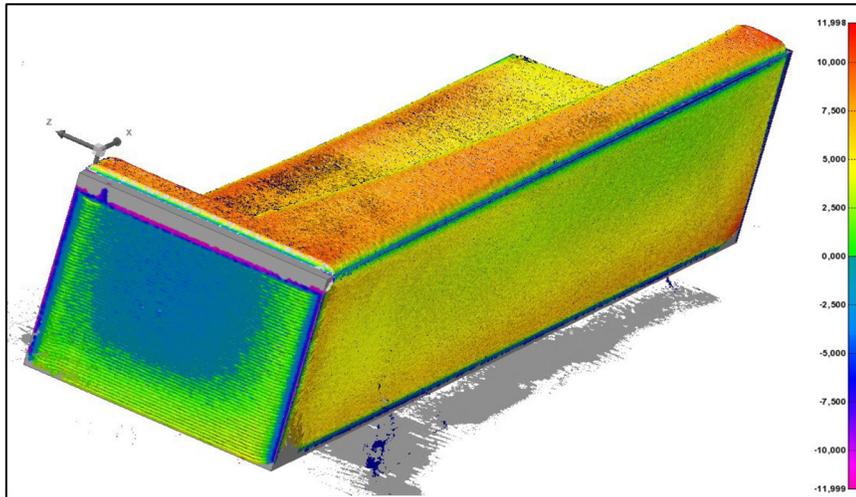


Figure-A X-3 Moule bâbord-arrière de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)

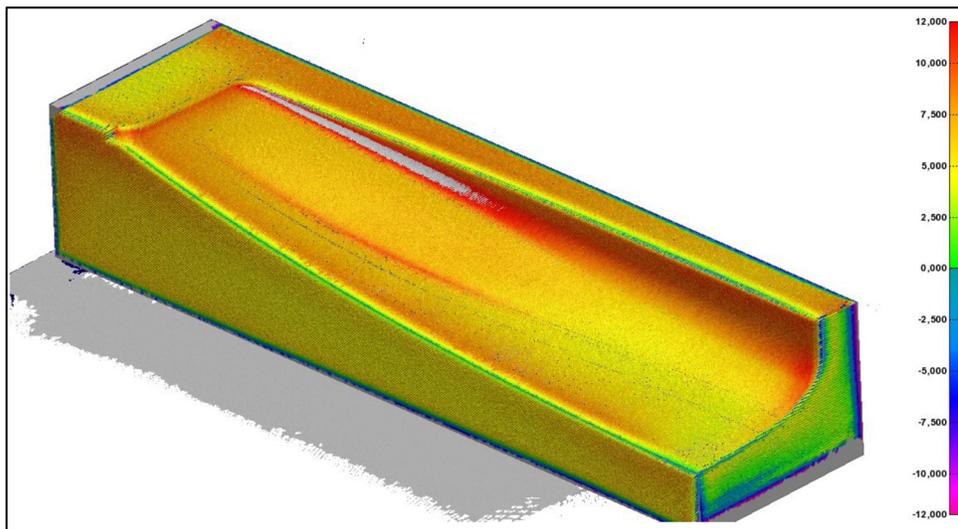


Figure-A X-4 Moule bâbord-avant de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)

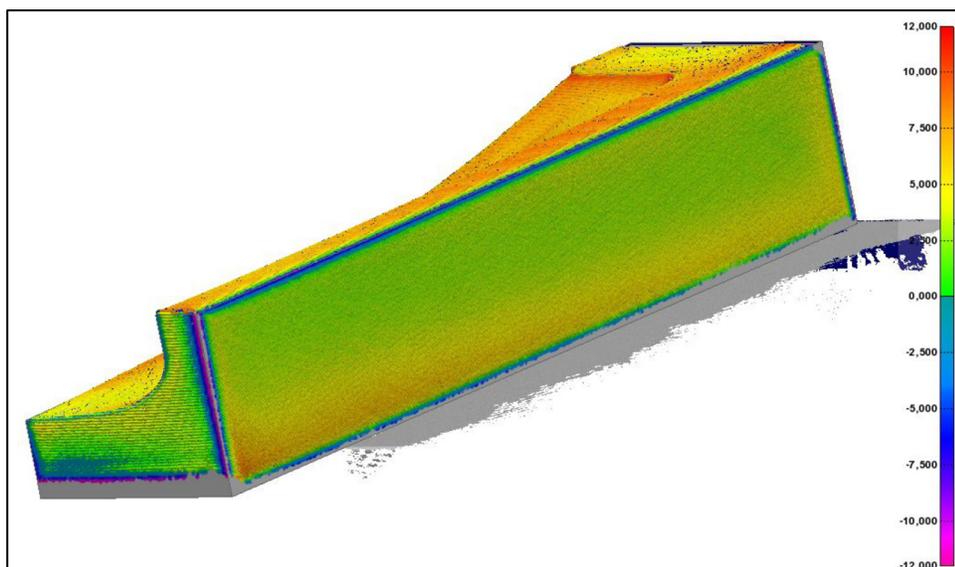


Figure-A X-5 Moule bâbord-avant de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)

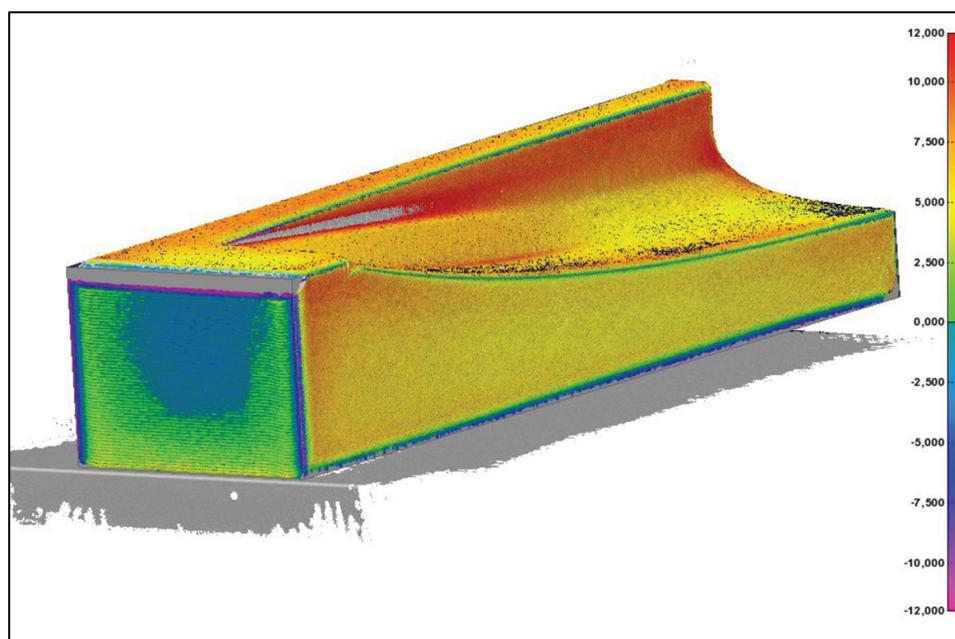


Figure-A X-6 Moule bâbord-avant de carène : visualisation des surépaisseurs d'usinage (en mm)



310994-01

PCM Innovation
21, rue Industrielle
Sainte-Claire, Bellechasse
(Québec) G0R2V0

Phone: (418) 883-4009
Fax: (418) 883-1386

Web Site: www.PCMinnovation.com

INSPECTION REPORT

CUSTOMER :	ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEUR	METROLOGIST :	Keaven Dumais kdumais@pcminnovation.com
CAD FILE :	310944-01_MOULE_COQUE_R4_V17 E.X T	INSPECTION DATE :	2023-10-26
PART NAME :	MOULE_COQUE_R4_V17 E_FINAL_AV-USI	STATEMENT OF WORK :	310994-01_MOULE_COQUE_R4_V17 _E_FINAL_CMM1
MATERIAL :	PET OU POLYPROPYLENE 30% FIBRE DE VERRE	GENERAL TOLERANCE :	N/A
MEASUREMENT UNITS :	INCH	PO CUSTOMER :	CA-0131515
DATUM :	BEST FIT	SCRIBED LINE TOLERANCE :	N/A
MEASUREMENT DEVICE :	FARO QUANTUM S MAX ARM #A30-S2-23-49711		

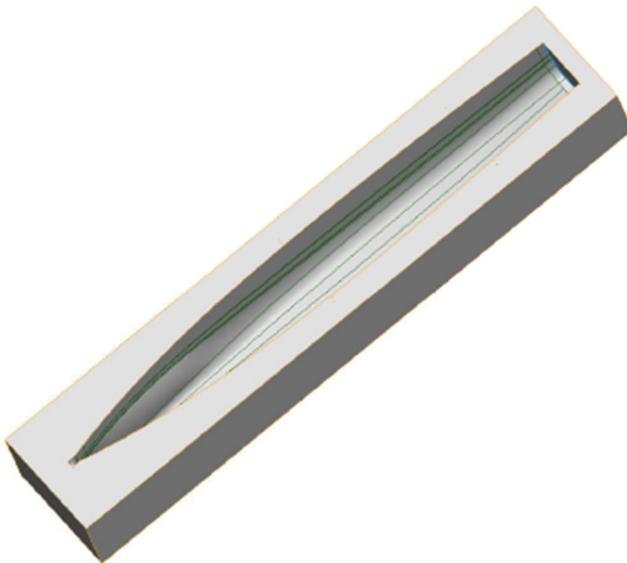


Figure-A X-7 Rapport de scan 3D du moule de carène assemblé (fourni par PCM Innovation)

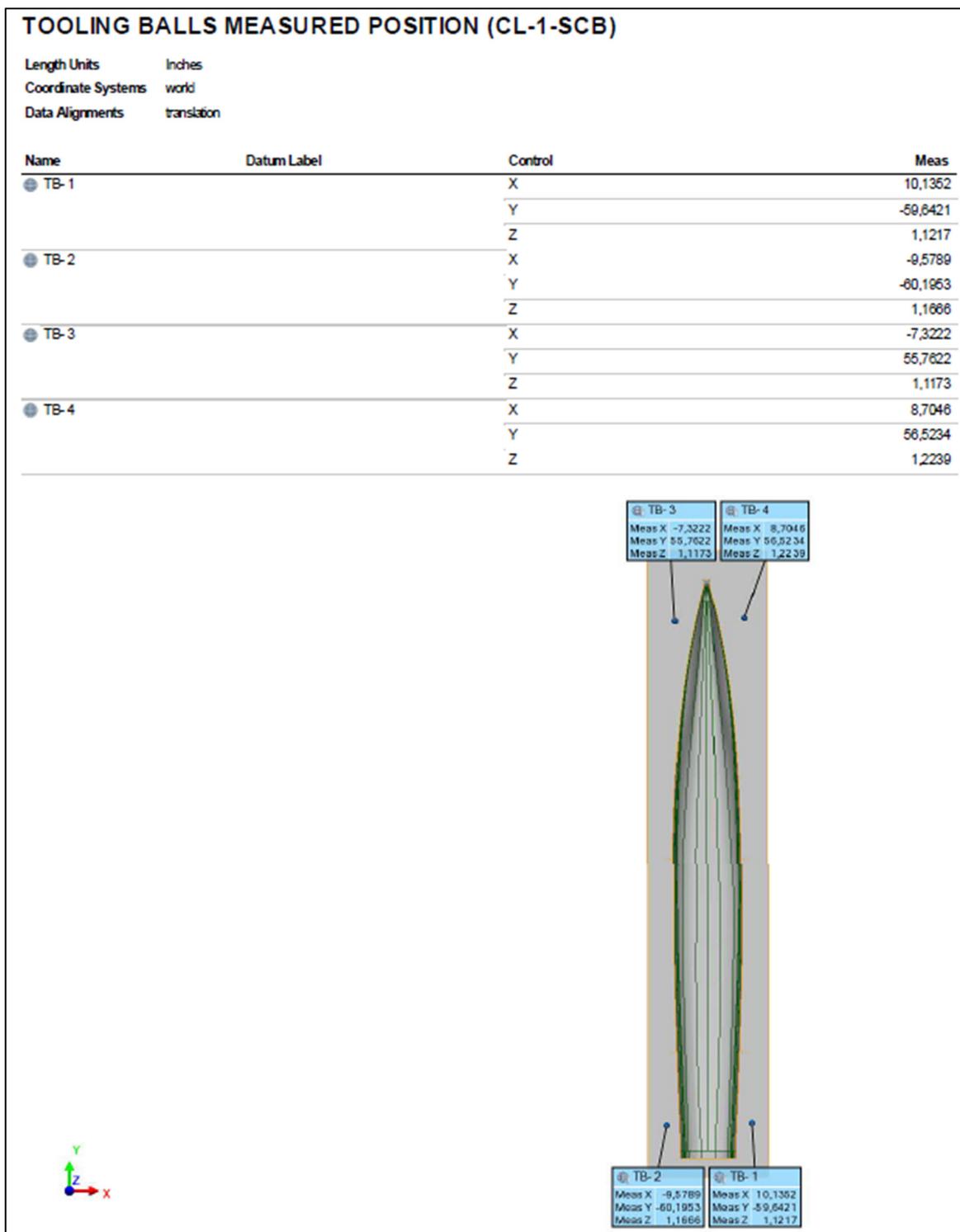


Figure-A X-8 Rapport de scan 3D du moule de carène assemblé (fourni par PCM Innovation)

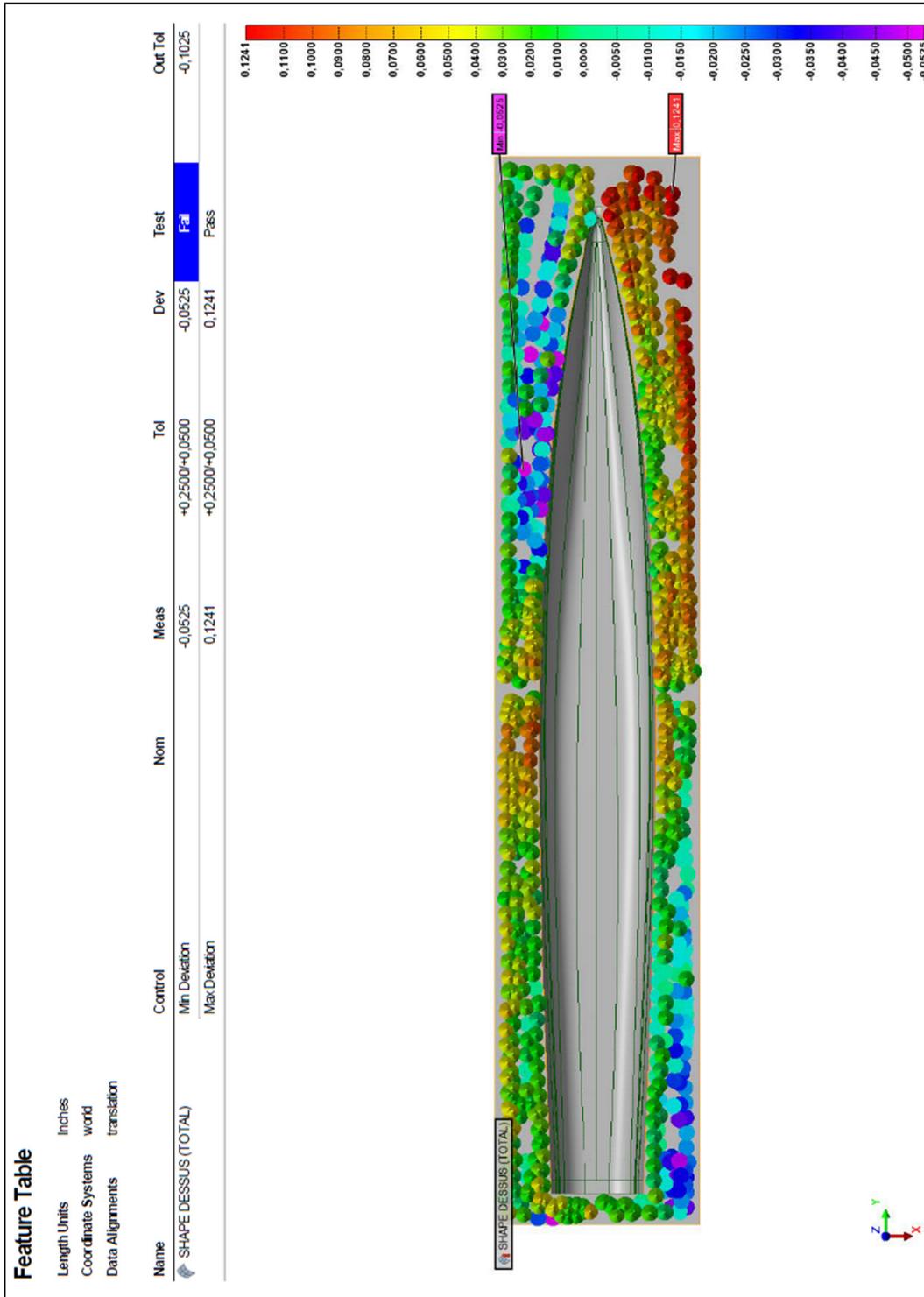


Figure-A X-9 Rapport de scan 3D du moule de carène assemblé (fourni par PCM Innovation)

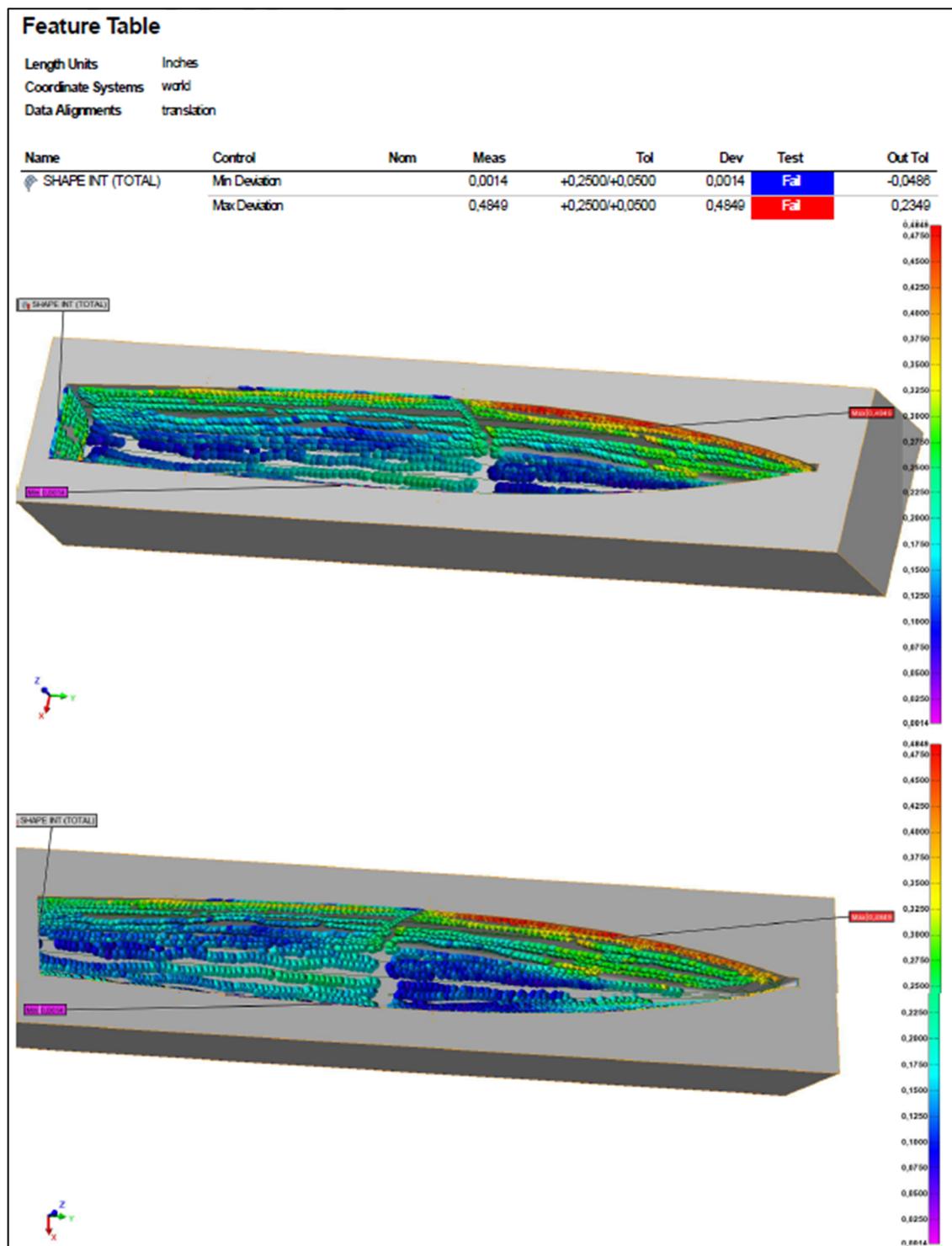


Figure-A X-10 Rapport de scan 3D du moule de carène assemblé (fourni par PCM Innovation)

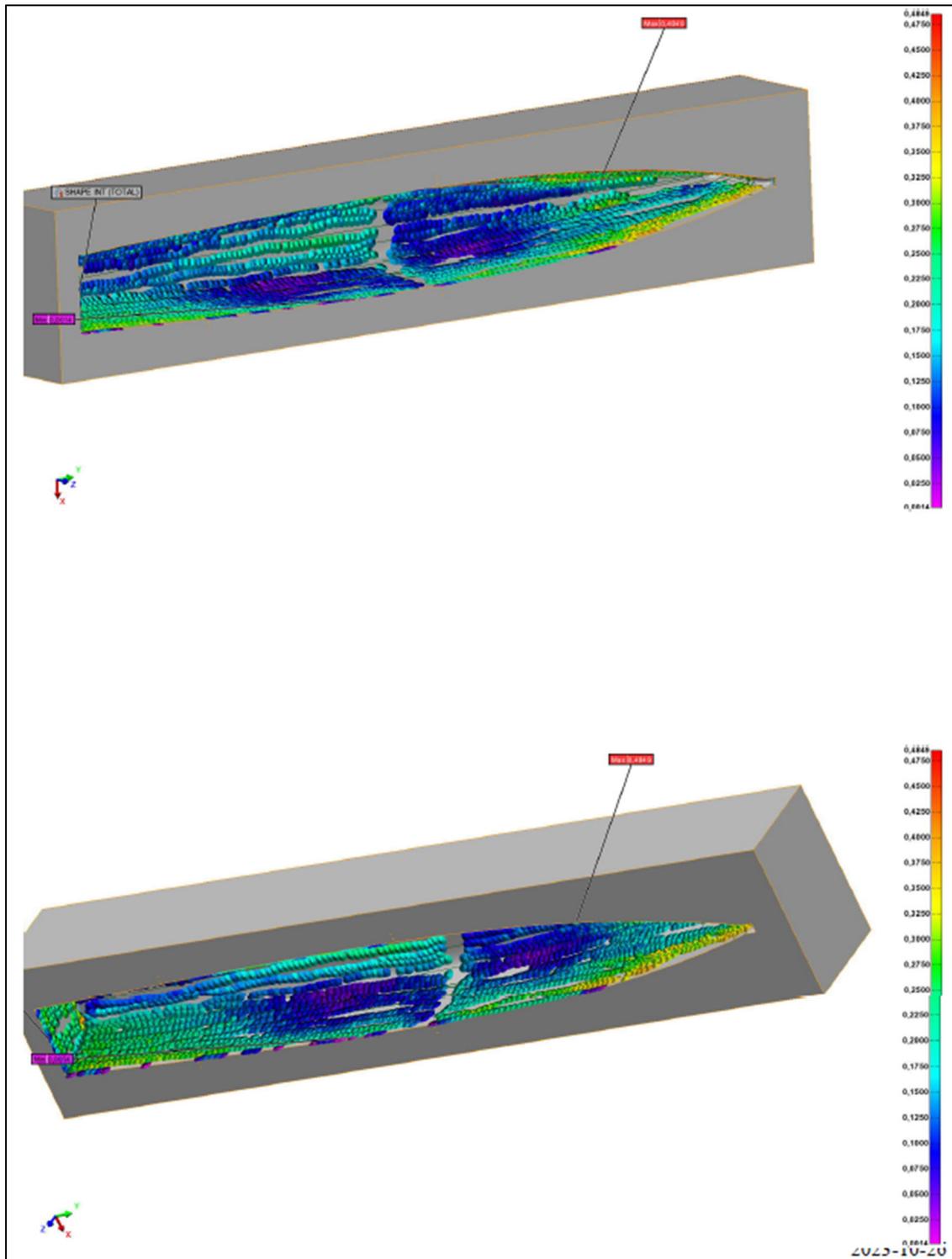


Figure-A X-11 Rapport de scan 3D du moule de carène assemblé (fourni par PCM Innovation)

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 11th hour racing. (2021). *11TH HOUR RACING TEAM RAPPORT CONCEPTION ET CONSTRUCTION DURABLES*. Repéré à <https://www.11thhourracingteam.org/wp-content/uploads/11th-hour-racing-team-sustainable-design-build-report-French.pdf>
- 2015 *MOTH WORLDS showreel*. (2015, 30 janvier). Repéré à <https://www.youtube.com/watch?app=desktop&v=frAkDEszgZc>
- Affer, C., & Marrett, D. (2020). On-Machine Metrology Drives Efficiencies In Large-Scale AM. *Manufacturing Engineering*, 165(1), 26-29.
- Altair Community. (s.d.). What is the difference between RBE-2 and RBE-3 elements? Repéré à https://community.altair.com/community/en?id=community_question&sys_id=d9f99cb21be21954507ca6442a4bcbc1
- Arkema. (2021). Technical Datasheet Elium. [technical datasheet]. Repéré à https://www.arkema.com/files/live/sites/shared_arkema/files/downloads/products-documentations/liquid-thermoplastic-resinfor-tougher-composites.pdf
- Ashby, M. F. (2011). *Materials selection in mechanical design* (4th ed.). Burlington, MA : Butterworth-Heinemann. Repéré à <http://www.dawsonera.com/depp/reader/protected/external/AbstractView/S9780080952239>
- Ashby, Michael F., & Dupeux, M. (2011). *Matériaux et environnement : choix éco-responsable en conception*. Paris : L'Usine nouvelle. Repéré à <http://catalogue.bnf.fr/ark:/12148/cb425240736>
- ATC Chemicals Inc., & Johannsen, T. J. (2000). *Core-Cell Design Manual*. Oakville, ATC Chemicals Inc. : (s.n.).
- Baley, C. (2020). Fibres naturelles de renfort pour matériaux composites. *Plastiques et composites*. <https://doi.org/10.51257/a-v3-am5130>

- Beaver, B., & Zselezky, J. (2009). Full Scale Measurements on a Hydrofoil International Moth. Dans *Day 2 Sat, March 21, 2009* (p. 20). Annapolis, Maryland, USA : SNAME. <https://doi.org/10.5957/CSYS-2009-013>
- Boegle, C., Hansen, H., & Hochkirch, K. (2012). Speed vs. stability - Design considerations and velocity prediction of a hydro-foiled international moth. Dans *4th High Performance Yacht Design Conference 2012, HPYD 2012, March 11, 2012 - March 12, 2012* (pp. 18-27). Auckland, New Zealand : High Performance Yacht Design Conference (HPYD).
- Caramaro, L. (2005). Fibres et fils à usage technique. *Textiles industriels*. <https://doi.org/10.51257/a-v1-n2510>
- Caramaro, L. (2006). Textiles à usage technique. *Techniques de l'ingénieur*.
- Casari, P., Choqueuse, D., Davies, P., & Devaux, H. (2008). Applications marines des matériaux composites - Cas des voiliers de compétition, 20.
- CCHST. (2022, 20 décembre). Ergonomie - Poussée et traction - Généralités. *CCHST - Centre Canadien d'Hygiène et de Sécurité au Travail*. Repéré à <https://www.cchst.ca/oshanswers/ergonomics/push1.html>
- Cefic. (2015). *Poly methyl methacrylate (PMMA) Eco-profiles and Environmental Product Declarations of the European Plastics Manufacturers*. Cefic, Methylmethacrylates sector Group. Repéré à <https://www.petrochemistry.eu/wp-content/uploads/2018/01/PMMA-Eco-profile-EPD-1-15-1.pdf>
- Chapman, R. B. (1971). *Spray drag of surface-piercing struts*. San Diego, Calif. : Naval Undersea Research and Development Center. Repéré à <http://catalog.hathitrust.org/api/volumes/oclc/35180310.html>
- Chevalier, L. (2018). *Conception, fabrication et validation structurale des coques d'un catamaran de type Class-C*. École de technologie supérieure, Montréal. Repéré à WorldCat.
- CMQ. (2022, 19 juillet). La plaisance se mobilise pour l'environnement. *Le Nauti-Campus*. Repéré à <https://nc.campus-metiers-occitanie.fr/2022/07/19/quel-avenir-pour-les-bateaux-de-plaisance-en-fin-de-vie/>

- CompositesWorld. (2019). FRP bridge prototype uses large-scale 3D printing. *CompositesWorld*, 5(10), 17.
- CompositesWorld. (2020). 3D printing large composite molds with a 5-axis CNC machine. *CompositesWorld*, 6(6), 34.
- Cook, R. Davis., & Malkus, D. S. P., Michael E. (1989). *Concepts and applications of finite element analysis* (3rd ed.). New York : J. Wiley.
- D14 Committee. (s.d.). Test Method for Climbing Drum Peel for Adhesives. ASTM International. <https://doi.org/10.1520/D1781-98R21>
- D30 Committee. (s.d.-a). *Test Method for Bearing Response of Polymer Matrix Composite Laminates*. ASTM International. https://doi.org/10.1520/D5961_D5961M-23
- D30 Committee. (s.d.-b). *Test Method for In-Plane Shear Response of Polymer Matrix Composite Materials by Tensile Test of a 45 Laminate*. ASTM International. https://doi.org/10.1520/D3518_D3518M-18
- D30 Committee. (s.d.-c). *Test Method for Measuring the Fastener Pull-Through Resistance of a Fiber-Reinforced Polymer Matrix Composite*. ASTM International. https://doi.org/10.1520/D7332_D7332M-23
- D30 Committee. (s.d.-d). *Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*. ASTM International. https://doi.org/10.1520/D3039_D3039M-17
- Dong, H., Wang, J., & Karihaloo, B. L. (2014). An improved Puck's failure theory for fibre-reinforced composite laminates including the in situ strength effect. *Composites Science and Technology*, 98, 86-92. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2014.04.009>
- Eggert, F. (2018). *Flight Dynamics and Stability of a Hydrofoiling International Moth with a Dynamic Velocity Prediction Program (DVPP)* (M. Eng. thesis). Technische Universität Berlin, Berlin, Allemagne.

- Findlay, M. W., & Turnock, S. R. (2008). Development and use of a velocity prediction program to compare the effects of changes to foil arrangement on a hydro-foiling Moth dinghy. Dans *International Conference - Innovation in High Performance Sailing Yachts, May 29, 2008 - May 30, 2008* (pp. 43-55). Lorient, France : Royal Institution of Naval Architects.
- Formlabs. (s.d.). Guide to Manufacturing Processes for Plastics. *Formlabs*. Repéré à <https://formlabs.com/blog/guide-to-manufacturing-processes-for-plastics/>
- Fossati, Fabio., & Drayton, Martyn. (2009). *Aero-hydrodynamics and the performance of sailing yachts : the science behind sailing yachts and their design*. Camden, Maine : International Marine /McGraw-Hill.
- Francelaser. (s.d.). REGLAGES DU LASER. *www.francelaser.org*. Repéré à <http://www.francelaser.org/Nouveau/revue/rglas3prmb.htm>
- Garcia-Gascon, C., Castello-Pedrero, P., Reig-Perez, M., Mataix, D. B., & Garcia-Manrique, J. A. (2023). Out of Plane Strategy for Large Scale Additive Manufacturing. <https://doi.org/10.2139/ssrn.4536008>
- Ghavidel, A., Mousavi, S. R., & Rashki, M. (2018). The Effect of FEM Mesh Density on the Failure Probability Analysis of Structures. *KSCE Journal of Civil Engineering*, 22(7), 2370-2383. <https://doi.org/10.1007/s12205-017-1437-5>
- Gibson, R. F. (2012). *Principles of composite material mechanics* (3rd ed.). Boca Raton, FL : CRC Press.
- Giornale della Vela. (2023, 4 mai). Ecofoiler, the flying (3.8 m) and « eco » drift designed by guru Tison. *Giornale della Vela*. Repéré à <https://www.giornaledellavela.com/2023/05/04/ecofoiler-the-flying-3-8-m-and-eco-drift-designed-by-guru-tison/?lang=en>
- Hagui, M., El Mahi, A., Jendli, Z., Akrou, A., & Haddar, M. (2018). Damage analysis of flax fibre/epoxy composite under static and fatigue testing. Dans *7th Conference on Design and Modeling of Mechanical Systems, CMSM 2017, March 27, 2017 - March 29, 2017* (Vol. 0, pp. 681-691). Hammame, Tunisia : Springer Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-319-66697-6_66

- Hoerner, S. F. (1976). Fluid-Dynamic Drag: Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance. *The Aeronautical Journal* (1968), 80(788), 371.
- Hollaway, L. (Leonard). (1994). *Handbook of polymer composites for engineers*. Cambridge : Woodhead Publishing Ltd. Repéré à <http://public.ebookcentral.proquest.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=1640096>
- Hydro Québec. (2015). *L'électricité du Québec, l'énergie propre par excellence*. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/data/developpement-durable/pdf/15094F.pdf>
- Iglesias, L. (2022, 19 avril). L'ACV, un outil complémentaire au bilan carbone. *Karbon*. Repéré à <https://www.karbon.earth/blog/lacv-un-outil-complementaire-au-bilan-carbone>
- IMCA. (2015a, 31 mars). Len Morris – International Moth Class Association. *moth-sailing.org*. Repéré à <http://www.moth-sailing.org/len-morris/>
- IMCA. (2015b, 31 mars). Olive – International Moth Class Association. *moth-sailing.org*. Repéré à <http://www.moth-sailing.org/olive/>
- International Sailing Federation. (2015). International Moth Class Rules. Repéré à <http://www.moth-sailing.org/wp-content/uploads/2017/05/MTH2017CR010517.pdf>
- JEC Composites. (s.d.). Ecoracer elected Eco-Focused Boat of the Year - JEC. <https://www.jeccomposites.com/>. Repéré à <https://www.jeccomposites.com/news/spotted-by-jec/ecoracer-elected-eco-focused-boat-of-the-year/>
- Jolliet, O., Saadé-Sbeih, M., Crettaz, P., (1971- ...), Jolliet-Gavin, N., Shaked, S., Soucy, G., & Houillon, G., (1979- ...),. (2017). *Analyse du cycle de vie : comprendre et réaliser un écobilan* (3e édition mise à jour et augmentée). Lausanne : Presses polytechniques et universitaires romandes.
- Larsson, L., & Eliasson, R. E. (2000). *Principles of Yacht Design, Second Edition* (Seconde). (S.I.) : (s.n.).

- Martin, N. A. M., Baley, C., & Davies, P. (2014). *Contribution à l'étude de paramètres influençant les propriétés mécaniques de fibres élémentaires de lin : Corrélation avec les propriétés de matériaux composites*. Université de Bretagne Sud. Repéré à <https://theses.hal.science/tel-01194534>
- Mécastyle. (s.d.). Qu'est-ce qu'un matériau composite? *Mécastyle*. Repéré à <https://www.mecastyle.com/calcul-de-structure-materiau-composite>
- Parthasarathy, M. (2022). Technical Papers & Studies - Buckling Methods in OptiStruct. *Altair Community*. Repéré à https://community.altair.com/community/en/buckling-methods-in-optistruct?id=kb_article_view&sysparm_article=KB0117377&sys_kb_id=6c5ca171bdc45d4507ca6442a4bcb51&spa=1
- Renard, Jacques. (2005). *Elaboration, microstructure et comportement des matériaux composites à matrice polymère*. Paris : Hermès Science publications. Repéré à <http://catalogue.bnf.fr/ark:/12148/cb399842230>
- Ricardou, F.-X. (2020, 13 août). Apprentissage, les allures à la voile. *Bateaux.com*. Repéré à <https://www.bateaux.com/article/22640/apprentissage-allures-a-voile>
- Sicom. (2014, 23 janvier). Fiche technique SR1720 / SD7840. Repéré à https://sicomin.com/fiches-techniques/sr1720_sd7840.pdf
- Sicom. (2023, 19 juillet). Fiche technique SR InfuGreen 810. Repéré à https://sicomin.com/fiches-techniques/srInfuGreen810_sd882x.pdf
- Soden, P. D., Kaddour, A. S., & Hinton, M. J. (2004). Recommendations for designers and researchers resulting from the world-wide failure exercise. *Composites Science and Technology*, 64(3-4), 589-604. [https://doi.org/10.1016/S0266-3538\(03\)00228-8](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(03)00228-8)
- Spencer, R., Hassen, A. A., Baba, J., Lindahl, J., Love, L., Kunc, V., ... Vaidya, U. (2021). An innovative digital image correlation technique for in-situ process monitoring of composite structures in large scale additive manufacturing. *Composite Structures*, 276. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.114545>
- SuMoth. (2024). Rules - SuMoth.org. Repéré à https://sumoth.org/wp-content/uploads/2024/02/Foiling-SuMoth_Rules_v24r1.1.pdf

Wang, F., Fathizadan, S., Ju, F., Rowe, K., & Hofmann, N. (2021). Print Surface Thermal Modeling and Layer Time Control for Large-Scale Additive Manufacturing. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 18(1). <https://doi.org/10.1109/TASE.2020.3001047>

We Are Foiling. (2023). *2023 Foiling Week - Martina Orsini-6024*. Repéré à <https://www.flickr.com/photos/tfw-associazione/53017706868/>

