



Machines électriques intégrées à des hélices marines : contribution à une modélisation et conception multi-physique

Laurent Drouen

► To cite this version:

Laurent Drouen. Machines électriques intégrées à des hélices marines : contribution à une modélisation et conception multi-physique. Energie électrique. Arts et Métiers ParisTech, 2010. Français. NNT : 2010ENAM0053 . pastel-00550890

HAL Id: pastel-00550890

<https://pastel.hal.science/pastel-00550890>

Submitted on 31 Dec 2010

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

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

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité “ Génie Electrique ”

présentée et soutenue publiquement par

Laurent DROUEN

le 15 Décembre 2010

Machines électriques intégrées à des hélices marines
Contribution à une modélisation et conception multi-physique

Directeur de thèse : **Stéphane CLENET**

Co-encadrement de la thèse : **Jean-Frédéric CHARPENTIER** et **Eric SEMAIL**

Jury

M. Mohamed BENBOUZID, Professeur des Universités, LBMS, UBO, IUT de Brest
M. Maxime DUBOIS, Professeur, LEEPCI, Université de Laval, Québec, Canada
M. Hamid BEN AHMED, Maître de Conférences HdR, SATIE, ENS Cachan Bretagne, Bruz
M. Jean-Baptiste LEROUX, Ingénieur Docteur, LBMS, ENSIETA, Brest
M. Frédéric HAUVILLE, Maître de Conférences, IRENAV, Ecole Navale, Brest
M. Jean-Frédéric CHARPENTIER, Maître de Conférences, IRENAV, Ecole Navale, Brest
M. Eric SEMAIL, Professeur des Universités, L2EP, Arts et Métiers ParisTech, Lille
M. Stéphane CLENET, Professeur des Universités, L2EP, Arts et Métiers ParisTech, Lille
M. Paul LETELLIER, Ingénieur, Jeumont Electric, Groupe Altawest, Nantes

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

**T
H
È
S
E**

REMERCIEMENTS

Cette thèse a été réalisée à l'Institut de Recherche de l'Ecole Navale (IRENav) en collaboration avec le Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille (L2EP). A ce titre, je tiens à remercier chaleureusement et en premier lieu les trois personnes sans lesquelles cette thèse n'aurait pu aboutir :

Le professeur Stéphane CLENET, mon Directeur de Thèse, qui a su orienter les grandes lignes de ces travaux, et ce jusqu'à leur terme. Merci Stéphane pour ta patience, ton sens de l'écoute et tes encouragements qui m'ont beaucoup aidé.

Le Maître de Conférences Jean-Frédéric CHARPENTIER, mon encadrant de proximité, qui a initié ces travaux et m'a assuré des conditions de travail optimales. Merci Jean-Frédéric pour toutes ces discussions, souvent animées, qui ont permis de faire avancer les éléments clefs de cette thèse.

Le Professeur Eric SEMAIL, mon second encadrant, qui a toujours émis des remarques et conseils extrêmement pertinents. Merci Eric pour ton sens développé de la pédagogie qui rend accessibles les sujets les plus complexes.

Je tiens également à remercier l'ensemble des membres de mon jury de thèse :

Monsieur Mohamed BENBOUZID, Professeur à l'IUT de Brest, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de thèse et dont j'apprécie la grande gentillesse.

Monsieur Hamid BEN AHMED, Maître de conférences à l'ENS Cachan, premier rapporteur de cette thèse. J'ai notamment beaucoup apprécié les riches échanges que nous avons eus au cours de la phase de relecture.

Monsieur Maxime DUBOIS, Professeur à l'Université de Laval au Québec, second rapporteur de cette thèse. Merci pour avoir traversé l'Atlantique afin d'apporter un point de vue international sur ces travaux.

Messieurs Jean-Baptiste LEROUX, Enseignant Chercheur à l'ENSIETA, et Frédéric HAUVILLE, Maître de Conférences à l'Ecole Navale, ayant apporté leurs jugements critiques et constructifs dans le domaine de l'hydrodynamique. Un merci tout particulier à Frédéric qui, tout au long de cette thèse, a été à chaque fois très disponible pour répondre à mes interrogations dans le domaine des hélices et des navires.

Enfin Monsieur Paul LETELLIER, Ingénieur chez Jeumont Electric, pour avoir accepté l'invitation qui lui a été faite. Merci pour votre indispensable point de vue d'industriel derrière lequel réside une très riche expérience de concepteur de machines électriques.

Je n'oublie pas les personnes que j'ai eues l'occasion de côtoyer lors de mon parcours d'enseignement et recherche à l'Ecole Navale :

En premier lieu, les personnels du Secrétariat (Magalie, Elise, Marie, Christine), de l'Informatique, de la Bibliothèque, de la Comptabilité, des Achats et du Service des Etudes et Fabrication. Vous êtes rarement sous les feux des projecteurs mais nous savons tous comme vous êtes indispensables au bon fonctionnement de cette noble institution. Je tiens à remercier sincèrement Pierre-Loïc LE GUET, Ingénieur DGA, qui a su m'apporter de nombreux conseils issus de sa riche expérience de terrain.

Un grand merci à l'ensemble des enseignants chercheurs de l'IRENav, toute spécialité confondue, pour leur sympathique accueil, en particulier les différents membres du groupe Mécanique et Energétique en Environnement Naval (M2EN) qui m'ont tous aidé, chacun à leur façon, dans le cheminement de mes idées : Jacques-André ASTOLFI, Céline GABILLET, Thomas DAMAY, Patrick BOT, Jean-Yves BILLARD et François DENISET.

Je remercie par ailleurs les différents collègues électrotechniciens que j'ai eu l'occasion de côtoyer à l'IRENav : Javier RIOS QUESADA, Joël LE GALL, Gerald SIX, Fatiha MEKRI et Damien VERBEKE. Un merci tout particulier à Franck SCUILLER, Ingénieur Docteur, dont l'immense potentiel scientifique m'a impressionné.

Un merci chaleureux à tous les doctorants de l'IRENav pour leur simplicité et leur bonne humeur. Essayez de conserver cette fraîcheur d'esprit le plus longtemps possible : attention, ça n'est pas toujours aussi simple qu'il y paraît. Une pensée particulière à Thomas BRETEAU et Rachel JAOUEN avec lesquels j'ai partagé quelques temps les bureaux respectifs.

Je tiens à remercier les sociétés DCNs et Jeumont Electric pour la collaboration que nous avons pu initier au cours de cette thèse dans le cadre de la conception d'une maquette expérimentale Rim Driven de petite puissance. Ainsi, grâce aux efforts de tous, des essais en bassin comme en mer pourront être menés dès 2011, ce qui constitue une grande satisfaction.

Finalement, je souhaite remercier l'ensemble des membres de ma famille pour m'avoir soutenu dans cette grande aventure, même si, j'en suis bien conscient, ils n'ont pas toujours bien compris ma démarche.

Mes parents et beaux-parents, ma sœur et sa famille, mes grands-mères et ma tante.

J'embrasse affectueusement mes deux petits monstres que j'adore, Marie-Lou et Jean-Loup, qui ont bien fait comprendre à leur papa qu'ils avaient besoin de lui, notamment pendant la phase de rédaction.

En dernier lieu, mes pensées se tournent très naturellement vers mon indispensable moitié, ma chère épouse Sophie, toujours pleine de ressources et qui a fait preuve de beaucoup de courage pour supporter tout cela...



RÉSUMÉ

L'objet des présents travaux est d'étudier, à la lumière d'une modélisation multi-physique, une association hélice / machine électrique innovante où la machine synchrone à aimants permanents et à flux radial est déportée en périphérie d'hélice. Cette technologie dite « Rim Driven » est envisagée pour la propulsion comme pour la récupération de l'énergie cinétique des courants. Dans la continuité d'une étude bibliographique exhaustive, il nous apparaît essentiel de chercher à cerner plus finement les spécificités et les domaines d'application potentiels de telles structures. Un outil analytique de pré dimensionnement systématique robuste, rapide et de bonne précision est ainsi développé. Une approche multi-physique est privilégiée afin d'englober l'ensemble des phénomènes susceptibles d'influencer les performances globales du système. Elle fait intervenir des modèles d'ordre électromagnétique, thermique et hydrodynamique. Certains sont spécifiquement développés pour la structure Rim Driven qui présente quelques particularités intéressantes telles qu'une longueur axiale courte ou un entrefer épais et immergé. Les hypothèses conditionnant leur validité sont par ailleurs discutées. Plusieurs cahiers des charges sont ensuite étudiés : les performances et conditions de fonctionnement pour ces différentes applications sont mises en évidence et analysées. La structure Rim Driven est par ailleurs comparée à une structure de référence en nacelle de type POD. Finalement, c'est l'idée même d'un modèle multi-physique couplé qui est analysée et pour laquelle nous cherchons à appréhender la pertinence par rapport à une approche séquentielle plus classique. Les résultats obtenus révèlent que, dans un certain nombre de cas, une telle approche peut être pertinente. En dernier lieu, la conception et la fabrication d'une petite maquette développée en parallèle de la présente étude est décrite dans la perspective d'essais en bassin au cours de l'année 2011.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION.....	1
1	ÉTAT DE L'ART ET MISE EN ÉVIDENCE D'UNE PROBLÉMATIQUE 5
1.1	Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la propulsion navale 6
1.1.1	La propulsion navale : généralités et technologies traditionnelles..... 6
1.1.2	La technologie à entraînement circonférentiel « Rim Driven » 27
1.1.3	Conclusion 42
1.2	Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la génération d'électricité 44
1.2.1	L'énergie de l'eau : généralités 44
1.2.2	Les technologies hélice / machine électrique..... 49
1.2.3	Conclusion 54
2	MODÉLISATION MULTI PHYSIQUE D'UN ENSEMBLE HÉLICE / MACHINE A AIMANTS PERMANENTS ET ENTREFER IMMERGÉ..... 57
2.1	Introduction 58
2.1.1	Principe et caractère multi-physique de la modélisation 58
2.1.2	Structure et interaction des modèles..... 60
2.2	Modélisation hydrodynamique 61
2.2.1	Introduction 61
2.2.2	Principe de fonctionnement d'une hélice de propulsion..... 61
2.2.3	Principe de fonctionnement d'une hélice d'hydrolienne 63
2.2.4	Modélisation d'une hélice de propulsion à partir d'abaques 65
2.2.5	Modélisation d'une hélice d'hydrolienne à partir d'une discrétisation des pâles : méthode « BEM »..... 70
2.2.6	Modélisation du navire - cas de la propulsion..... 77
2.2.7	Modélisation des courants de marée - cas des hydroliennes..... 78
2.2.8	Prise en compte des effets visqueux dans un entrefer immergé..... 79
2.3	Modélisation électromagnétique..... 82
2.3.1	Introduction 82
2.3.2	Modèle de base 84
2.3.3	Contraintes de dimensionnement..... 87
2.3.4	Structure du modèle 90
2.3.5	Limites du modèle et adaptation aux spécificités des machines RD..... 91
2.4	Modélisation thermique 105
2.4.1	Principe..... 105
2.4.2	Rappels sur les transferts thermiques 106
2.4.3	Schémas en π 107
2.4.4	Calcul des résistances thermiques 109
2.4.5	Quantification des phénomènes et prise en compte des échanges encoche/dent 113
2.4.6	Principaux paramètres influençant l'élévation de température 116
3	CONCEPTION MULTI PHYSIQUE D'ENSEMBLES HÉLICE / MACHINE A AIMANTS PERMANENTS ÉTUDES DE CAS 119
3.1	Introduction 120
3.1.1	Une approche multi-physique..... 120
3.1.2	Recherche d'une solution optimale 121
3.2	Dimensionnement de propulseurs..... 122
3.2.1	Cahiers des charges..... 122
3.2.2	Hélices considérées..... 124
3.2.3	Entrefers immergé et non immergé..... 124
3.2.4	Adaptation du modèle à une structure POD 125
3.2.5	Propulseur à entrefer non immergé de moyenne puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle et tendances de dimensionnement 126

3.2.6	Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée.....	134
3.2.7	Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée.....	141
3.2.8	Propulseur à entrefer non immergé de petite puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée.....	150
3.2.9	Propulseur RD à entrefer immergé de forte puissance : optimisation du rendement.	154
3.3	Dimensionnement d'hydroliennes et hydro-générateurs	159
3.3.1	Cahiers des charges étudiés	159
3.3.2	Hélices considérées : profils, lois de vrillage et de corde.....	161
3.3.3	Entrefers immergé et non immergé	162
3.3.4	Effets électromagnétiques d'extrémité.....	163
3.3.5	Hydro générateur RD de petit diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée.	164
3.3.6	Hydrolienne RD de grand diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée.	176
3.4	Conception et fabrication d'un prototype RD à entrefer immergé.....	193
3.4.1	Similitudes	193
3.4.2	Conception d'une maquette	196
3.4.3	Solution retenue et débuts de fabrication	199
3.4.4	Perspectives.....	201
	CONCLUSION	203
	ANNEXES.....	207
A.	Coefficients α_m et γ_m d'une hélice carénée de la série Ka	209
B.	Principe de recherche des coefficients d'induction $a(r)$ et $b(r)$	211
C.	Evolution des coefficients de portance et traînée d'un profil NACA 0018 en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds local.....	213
D.	Equations supplémentaires associées au modèle électromagnétique	215
E.	Modélisation thermique 2D : système matriciel	219
F.	Constantes physiques de l'air et de l'eau	221
G.	Explications sur la loi de vrillage adoptée au paragraphe 3.3.....	223

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1.1.A : Puissance propulsive en fonction de la vitesse.....	8
Figure 1.1.1.B : Roue à aube d'après le brevet de C.F. Boorman (1911) et hélice de propulsion à 1 spire sur le principe de la vis d'Archimède d'après le brevet de F. Petit Smith (1836).....	9
Figure 1.1.1.C : Design d'hélices étudiées au cours du 19 ^{ème} siècle [Car01].....	9
Figure 1.1.1.D : Forme générale (à gauche) et section d'une pale (à droite), d'après [Auc01].....	10
Figure 1.1.1.E : Evolution de la puissance et de la vitesse de rotation des hélices en fonction de leur diamètre.....	11
Figure 1.1.1.F : Profils de tuyères communément utilisées en propulsion d'après [Car01].....	12
Figure 1.1.1.G : Pompe water-jet d'après une publication commerciale de la société Rolls-Royce [Rol01].	12
Figure 1.1.1.H : Hélices contrarotatives d'après une publication commerciale de la société ABB Marine.	12
Figure 1.1.1.I : Hélice à pale orientable d'après une documentation commerciale de la société Schottel.	13
Figure 1.1.1.J : Hélice testée en tunnel de cavitation (à gauche, Source BEC Val de Reuil) et hélice ayant subi une érosion de cavitation (à droite).....	14
Figure 1.1.1.K : Schéma de principe du réseau électrique d'un projet de frégate de 5000 tonnes [Lar01].....	15
Figure 1.1.1.L : Plage de fonctionnement type des machines à courant continu [Fil01].....	16
Figure 1.1.1.M : Moteur synchrone à rotor bobiné à redresseur tournant (brochure commerciale ABB).....	17
Figure 1.1.1.N : Moteur de sous marins à aimants permanents 1.7-5MW, 120-150 tr/mn, 2x6 phases (Source Siemens).....	19
Figure 1.1.1.O : Moteur asynchrone à cage (Source Converteam).	20
Figure 1.1.1.P : Propulseurs de type azimutal en Z (à gauche) et en nacelle (à droite) (Source Rolls Royce).....	23
Figure 1.1.1.Q : Propulsions conventionnelle (en bas à gauche) et en nacelle (en haut à gauche), d'après [Fil03]. Plages de type de fonctionnement de propulseurs en nacelle (source ABB).....	24
Figure 1.1.1.R : Propulseur POD électrique sous tuyère développé par les sociétés Converteam / DCNS.....	25
Figure 1.1.1.S : Schémas de principe d'un propulseur POD électrique sous tuyère et d'un propulseur RD électrique.....	26
Figure 1.1.2.A : Illustration d'après le brevet DE688114 de L. Kort (1940).	27
Figure 1.1.2.B : Illustration d'après le brevet n°2085282 de W. Waterval (1937).....	28
Figure 1.1.2.C : Illustration d'après le brevet n°2745370 de E.R.Weber (1968).....	28
Figure 1.1.2.D : Illustration d'après le brevet n°22704G1 de C.Sable (1974).	29
Figure 1.1.2.E : Pompe dont l'hélice est intégrée au rotor. Brevets de A.R. Pezzillo (1943) et E. Lapp (1951).....	29
Figure 1.1.2.F : Vues du propulseur de sous-marin présenté dans le brevet n°3101066 de F.R. Haselton (1963).	30
Figure 1.1.2.G : Illustration d'après le brevet n°3143972 de W.V. Smith et al (1964).....	30
Figure 1.1.2.H : Illustration d'après le brevet n°3182263 de G.W. Lelmann (1965).....	31
Figure 1.1.2.I : Illustration d'après le brevet n°2238040 de la société Mitsui (1973).....	31
Figure 1.1.2.J : Illustrations d'après le brevet n°3708251 de J.J. Piero (1973).	32
Figure 1.1.2.K : Illustrations d'après le brevet EP124720 de W. Hars (1983). L'aimantation est radiale ou axiale.....	32
Figure 1.1.2.L : Illustrations d'après le brevet n°5185545 et 5220231 de. Veronesi et al. (1993).....	33
Figure 1.1.2.M : Illustrations d'après le brevet n°5490768 de Veronesi et al. (1996).	33
Figure 1.1.2.N : Illustration des consommations électriques (A sous 28V _{dc}) d'après la publication [Hol01] de J.K. Holt (1994).	34
Figure 1.1.2.O : Machine développée par la société Schilling Robotics (2005) à partir de la solution brevetée par HBOI.	34
Figure 1.1.2.P : Modélisation et optimisation de l'hélice proposée par C. Pashias (2003).....	35
Figure 1.1.2.Q : Effet du pas d'hélice sur son couple, sa vitesse de rotation et sa puissance.	36
Figure 1.1.2.R : Prototype de petite puissance développé par Abu Sharkh (2003).....	37
Figure 1.1.2.S : Courbes de rendement et vue 3D issues de la publication de B. Van Blarcom (2002)	37
Figure 1.1.2.T : Caractéristiques du propulseur Rim Driven décrit par P. Van Dine (2003).....	39
Figure 1.1.2.U : Principales caractéristiques du propulseur Rim Driven décrit par Ø. Krøvel (2004)	39
Figure 1.1.2.V : Propulseur Rim Driven développé par Brunvoll / Norpropeller (d'après plaquettes commerciales)	40
Figure 1.1.2.W : Le navire olympic octopus équipé d'un propulseur d'étrave Rim Driven conçu par Rolls-Royce (2006)	41
Figure 1.1.2.X : Le voilier Ethereal équipé d'un propulseur rétractable RD conçu par Van der Velden (2008)	41
Figure 1.1.2.Y : Exemple d'un bateau, le Barleaus - Blue Boat Company, équipé de propulseurs RD développés par Voith Hydro.	41
Figure 1.1.3.A : Evolution du rendement EM en fonction de la puissance EM des propulseurs RD.....	42
Figure 1.2.1.A : Répartition de la production électrique mondiale en 2005 [Ser01], Source AIE.....	44
Figure 1.2.1.B : Solutions d'exploitation de faibles chutes d'eau (Source VLH)	45
Figure 1.2.1.C : Turbine permettant de capter l'énergie cinétique des courants (Source Verdant Power).....	46

Figure 1.2.1.D : systèmes flottant (1), fixé au fond (2) ou déposé au fond (3).....	47
Figure 1.2.1.E : systèmes semi- immergé (4) ou immergé (5)	48
Figure 1.2.1.F : systèmes à axe horizontal (6), à axe vertical (7) ou à hydrofoil (8).....	48
Figure 1.2.2.A : Petite turbine Bulbe couplée à un générateur à aimants permanents, 0.5-5MW (Source Va Tech).....	50
Figure 1.2.2.B : A gauche, Turbine RD de 19.9 MW, 50 tours/min, 7.6m de diamètre (Source Andritz). A droite, comparaison entre une turbine bulbe et une turbine RD [Cha01].....	53
Figure 1.2.2.C : Turbines hydrolienne RD : société OpenHydro/GB (à gauche) et société Clean Current Energy-USA (à droite).....	54
Figure 2.1.1.A : Représentation des phénomènes physiques pris en compte dans la modélisation.....	59
Figure 2.1.2.A : Principe de calcul des performances du système hélice / machine.....	60
Figure 2.2.2.A : Coupe d'une pale obtenue par son intersection avec un cylindre centré sur l'axe de rotation et de rayon r... ..	62
Figure 2.2.2.B : Représentation des vitesses et des forces exercées sur un élément de pale d'une hélice de propulsion	63
Figure 2.2.3.A : Représentation des vitesses et des forces exercées sur un élément de pale d'une hélice d'hydrolienne	64
Figure 2.2.4.A : Principe du modèle de calcul des performances d'hélice.....	66
Figure 2.2.4.B : Hélice et pales de la série Ka à 5 pales et fraction de surface 0.75 (à gauche). Tuyère de la série 19A (à droite)	66
Figure 2.2.4.C : Courbes $K_T(Jo)$ et $\eta(Jo)$ d'une hélice Ka4-75 sous tuyère 19A pour un pas P/D variable entre 0.5 et 1.4.....	67
Figure 2.2.4.D : Méthode de recherche du point de fonctionnement d'une hélice dont les caractéristiques géométriques sont connues et pour laquelle la poussée et la vitesse d'eau sont imposées par le cahier des charges.	67
Figure 2.2.4.E : Principe du calcul des performances d'hélice avec recherche de P/D par un processus itératif	68
Figure 2.2.4.F : Méthode de recherche du pas d'hélice. Poussée, vitesse d'eau et vitesse de rotation sont ici imposées.....	68
Figure 2.2.4.G : Principe du calcul des performances d'hélice avec recherche de P/D par résolution de (13.22).....	69
Figure 2.2.5.A : Elargissement de la veine de fluide à la traversée du disque rotor (à gauche). Division radiale du disque en éléments d'épaisseur dr (à droite).	70
Figure 2.2.5.B : Vitesses et forces sur un élément de pale d'hydrolienne	71
Figure 2.2.5.C : Profils symétriques NACA 0006, 0012 et 0018.	73
Figure 2.2.5.D : Tracé de la courbe $C_p(\lambda)$ à partir de la méthode BEM pour $V_o=1.0, 1.5$ et 2.0 m/s	74
Figure 2.2.5.E : Evolution des facteurs d'induction $a(r/R)$ (courbe croissante) et $b(r/R)$ (courbe décroissante) pour $V_o=1.5$ m/s	74
Figure 2.2.5.F : Tracé du couple élémentaire $dQ(r/R)$ pour $V_o=1.5$ m/s.....	75
Figure 2.2.5.G : Courbes $C_p(\lambda)$ pour différentes valeurs de N_{sp} comprises entre 1 et 20	75
Figure 2.2.5.H : Principe du calcul des performances d'une hélice d'hydrolienne.....	76
Figure 2.2.7.A : (a) Tracé des vitesses de courant $V_o(t)$ en fonction du temps dans le Raz de Sein pour les 3 premiers mois de l'année 2007 - (b) Histogramme associé	78
Figure 2.2.8.A : Projet expérimental de mesure du couple visqueux dans l'entrefer immergé d'un système composé d'un cylindre fixe et d'un cylindre mobile.	81
Figure 2.3.1.A : Section de la machine électrique dans un plan normal à l'axe de rotation sur une largeur bipolaire (cas $S_{pp}=1$)	82
Figure 2.3.1.B : Section de la machine électrique dans un plan passant par l'axe de rotation et centré dans une dent.....	83
Figure 2.3.1.C : Détail d'une tête de bobine (cas $S_{pp}=1/2$).....	83
Figure 2.3.1.D : Schéma de principe d'alimentation de la machine électrique.....	83
Figure 2.3.4.A : Principe du modèle EM et interface entrées / sorties	90
Figure 2.3.4.B : Interactions du modèle EM avec les autres modèles de la machine ainsi que celui de l'hélice	90
Figure 2.3.5.A : Tracé des lignes de champ à vide obtenues par simulation numérique 2D (magnétostatique).....	92
Figure 2.3.5.B : Evolution de l'écart relatif $\Delta B_{R1}/B_r$ en fonction de e/L_{pole}	93
Figure 2.3.5.C : Croquis permettant de visualiser les proportions géométriques des machines électriques des exemples 1 et 2.	95
Figure 2.3.5.D : Vue générale de la structure étudiée, détail des extrémités des bobines et évolution de l'erreur relative ϵ_E en fonction de τ_{el}	96
Figure 2.3.5.E : Lignes de champ et évolution de l'induction à la surface du stator en fonction de la position axiale.	97
Figure 2.3.5.F : Représentation d'un aimant parallélépipédique dans le vide par la théorie des masses magnétiques.....	98
Figure 2.3.5.H : (a) FEM à vide sur une demi-période calculée suivant 4 méthodes NUM3D, NUM2D, ANA3D et ANA2D. (b) Evolution de l'erreur relative $ \epsilon_{E3D} $ en fonction de τ_{el}	99
Figure 2.3.5.I : Couple de détente de la machine de l'exemple n°1 obtenu par simulation numérique 2D	103
Figure 2.4.1.A : Représentation schématique des échanges thermiques au stator suivant (r,z) (à gauche) et (r,θ) (à droite)..	105
Figure 2.4.2.A : Vue schématique de la portion de cylindre étudiée (à gauche) et schéma en T équivalent (à droite).....	106
Figure 2.4.3.A : Schéma en π équivalent	108
Figure 2.4.4.A : Coupe du bobinage (à gauche) et évolution $\lambda_{eq}/\lambda_{iso}$ (k_r) (à droite)	109
Figure 2.4.5.A : Réseau transversal représenté sur une période et schéma thermique 2D ramené à une période	115
Figure 2.4.6.A : Evolution de la température moyenne des conducteurs en fonction de la vitesse d'eau (machine de propulsion n°1)	117
Figure 2.4.6.B : Evolution de la température moyenne relative T_c/T_{ref} des conducteurs (courbe croissante) et de la proportion de chaleur $ \phi_{\gamma1}+\phi_{\gamma2} /(P_{fer}+P_j)$ évacuée par l'entrefer en fonction de l'épaisseur d'isolant (machine de propulsion n°1)	118

Figure 3.2.1.A : Position des trois exemples étudiés dans un plan Puissance-Vitesse.	122
Figure 3.2.1.B : Exemple d'un navire de croisière propulsé par 4 hélices.....	122
Figure 3.2.1.C : Patrouilleur militaire de la série P400 propulsé par 1 hélice.....	123
Figure 3.2.1.D : Chalutier	124
Figure 3.2.5.A : Evolution du rendement hydrodynamique d'hélice en fonction de sa vitesse de rotation et de son diamètre	126
Figure 3.2.5.B : Ensemble hélice/machine RD obtenu par optimisation séquentielle du rendement.....	128
Figure 3.2.5.C : Evolution du rendement EM en fonction de, respectivement de gauche à droite et de haut en bas L , p , e_a , p_{enc} , e , e_{cul} , k_{dent} , β et k_r	128
Figure 3.2.5.D : Insertion d'une machine dans une nacelle de POD et visualisation des principales contraintes géométriques	130
Figure 3.2.5.E : Ensemble hélice/machine RD obtenu par optimisation séquentielle du rendement.....	131
Figure 3.2.5.F : Evolution du rendement EM η_{elec} en fonction de, respectivement, L , p , e_a , p_{enc} , e , e_{cul} , k_{dent} , β et k_r	132
Figure 3.2.6.A : Evolution du rendement hydrodynamique d'hélice en fonction de sa vitesse de rotation et de son diamètre	134
Figure 3.2.6.B : Evolution du rendement hydrodynamique de l'hélice en fonction du coefficient d'avance et du pas géométrique	135
Figure 3.2.6.C : Evolution du rendement EM de la machine en fonction de l'entrefer.....	136
Figure 3.2.6.D : Evolution du rendement EM optimal en fonction de la vitesse de rotation et du diamètre d'hélice	138
Figure 3.2.7.A : Rendement hydrodynamique optimal et masse (adimensionnée) en fonction du diamètre d'hélice	141
Figure 3.2.7.B : Vues 2D des machines électriques obtenues par optimisation du rendement global (§ 3.2.6.1.2) et par optimisation de la masse des parties tournantes sous contrainte de rendement.	143
Figure 3.2.7.C : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice.	145
Figure 3.2.7.D : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice.....	148
Figure 3.2.8.A : Rendement hydrodynamique optimal et de la masse (adimensionnée) en fonction du diamètre d'hélice....	150
Figure 3.2.8.B : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice.	153
Figure 3.2.9.A : Vues 2D des machines électriques obtenues par optimisation du rendement global	155
Figure 3.2.9.B : Evolution des pertes EM (kW) et visqueuses d'entrefer (kW) en fonction de la longueur active L (m).....	156
Figure 3.2.9.C : Evolution des pertes EM (kW) et visqueuses d'entrefer (kW) en fonction de la longueur active L (m).....	158
Figure 3.3.1.A : Evolution de la puissance cinétique (kW) en entrée d'une turbine en fonction de son diamètre (m) et pour différentes vitesses d'eau (m/s)	159
Figure 3.3.1.B : Prototypage d'hydrolienne à entraînement circulaire de grand diamètre (Photo OpenHydro).....	160
Figure 3.3.1.C : Histogramme des courants de marée (Raz de Sein, France, année 2007)	160
Figure 3.3.1.D : Voilier de course au large « Orange II ».....	161
Figure 3.3.2.A : Hélice d'hydrolienne cerclée présentant un profil symétrique et une corde quasi-constante (photo Sabella).....	162
Figure 3.3.5.A : Coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ de l'hélice optimale obtenue par la méthode BEM	164
Figure 3.3.5.B : Courbes $C_p(\lambda)$ des hélices obtenues par approches séquentielle et couplée.....	166
Figure 3.3.5.C : Lois de vrillage des hélices obtenues par approches séquentielle et couplée	167
Figure 3.3.5.D : Machine électrique optimale permettant le meilleur rendement global	168
Figure 3.3.5.E : Tendance d'évolution de l'optimum du rendement global en fonction du coefficient d'encombrement radial k_{tuy_r}	169
Figure 3.3.5.F : Tendance d'évolution de la trainée de pression sur la tuyère en fonction du coefficient d'encombrement radial k_{tuy_r}	169
Figure 3.3.5.G : Machines électriques optimales à entrefer non immergé (à gauche) et immergé (à droite)	172
Figure 3.3.5.H : Courbes $C_p(\lambda)$ obtenues pour λ_0 compris entre 1.3 et 2.0 et α_0 compris entre 10° et 18°	173
Figure 3.3.5.I : Couple de l'hélice optimale et couple visqueux d'entrefer en fonction du coefficient λ	173
Figure 3.3.5.J : Evolution des pertes dans la machine en fonction de la longueur active – effets 3D non considérés	174
Figure 3.3.5.K : Evolution des pertes dans la machine en fonction de la longueur active – effets 3D considérés.....	174
Figure 3.3.6.A : Coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ de l'hélice optimale.....	177
Figure 3.3.6.B : Machine électrique optimale obtenue dans le cas d'un renforcement des contraintes dimensionnelles	179
Figure 3.3.6.C : Evolution des rendements électrique, hydrodynamique et global relatifs en fonction de λ	180
Figure 3.3.6.D : Evolution des rendements électrique, hydrodynamique et global adimensionnés en fonction de λ	181
Figure 3.3.6.E : Courbes $C_p(\lambda)$ des hélices obtenues par des approches séquentielle et couplée.....	184
Figure 3.3.6.F : Lois de vrillage $\phi_0(r/R)$ des hélices obtenues par des approches séquentielle et couplée.....	184
Figure 3.3.6.G : Histogramme des valeurs absolues des vitesses sur $N_v=5$ points - Raz de Sein - année 2007.....	187
Figure 3.3.6.H : Points de fonctionnement dans un plan $C_p(\lambda)$ de l'hélice obtenue par l'approche séquentielle	190
Figure 3.3.6.I : Points de fonctionnement de la machine dans un plan couple-vitesse de rotation (approche séquentielle) ..	190
Figure 3.3.6.J : Points de fonctionnement dans un plan $C_p(\lambda)$ de l'hélice obtenue par l'approche couplée	192
Figure 3.4.3.A : Une des 5 pales en cours d'usinage – source IRENav	199
Figure 3.4.3.B : Les trois phases de réalisation du rotor électrique – source DCNs	200
Figure 3.4.3.C : Procédé de surmoulage du rotor avant et après application de la résine - source Jeumont Electric	200
Figure 3.4.3.D : Principe d'assemblage des pales au rotor électrique – source DCNs.....	201
Figure 3.4.3.E : Vue CAO de l'ensemble de la maquette – source DCNs.....	201

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1.1.A : Classement des navires en fonction de leur usage	6
Tableau 1.1.1.B : Puissance et vitesse des principaux types de navires.....	7
Tableau 1.1.1.C : Récapitulatif des principales caractéristiques des aimants les plus courants [Mul01]	18
Tableau 1.1.1.D : Références commerciales de navires et propulseurs de moyenne à forte puissance (Source Siemens).....	22
Tableau 1.1.2.A : Caractéristiques du propulseur de 250 mm d'après la publication de S.A. Sharkh (2000)	36
Tableau 1.1.2.B : Comparaison de propulseurs POD et RD d'après la publication de B.V. Blarcom (2002).....	38
Tableau 1.1.2.C : Principales caractéristiques du propulseur RD décrit par C.M. Waaler et M.A. Quadrini (2003).....	38
Tableau 1.1.2.D : Principales caractéristiques des propulseurs RD développés par Voith Hydro (2009)	41
Tableau 1.1.3.A : Résumé des principales difficultés soulignées par les concepteurs de structures RD	42
Tableau 1.1.3.B : Résumé des principaux choix de conception retenus par les concepteurs de structures RD	43
Tableau 1.2.2.A : Principales caractéristiques de quelques turbines de moyenne puissance (Source Va Tech)	49
Tableau 1.2.2.B : Données techniques disponibles pour les principaux projets hydroliens.....	51
Tableau 2.3.3.A : Valeurs usuelles des champs coercitifs des principaux types d'aimants.....	87
Tableau 2.3.5.A : Paramètres géométriques de la machine considérée pour l'illustration des fuites inter-aimants	91
Tableau 2.3.5.B : Machine électrique n°1 pour l'illustration des effets d'extrémité	94
Tableau 2.3.5.C : Machine électrique n°2 pour l'illustration des effets d'extrémité.....	95
Tableau 2.4.4.A : Conductivités thermiques types des matériaux employés pour la conception de la machine	109
Tableau 2.4.4.B : Coefficients d'échange convectif obtenus par les deux méthodes proposées.....	112
Tableau 2.4.4.C : Ordres de grandeur de conductances thermiques surfaciques de contact	113
Tableau 2.4.5.A : Températures dans une portion d'encoche sous hypothèse 1D (Machine n°1).....	113
Tableau 2.4.5.B : Températures dans une portion de dent sous hypothèse 1D (Machine n°1).....	114
Tableau 2.4.5.C : Températures dans une portion d'encoche sous hypothèse 2D (Machine n°1).....	115
Tableau 2.4.5.D : Températures dans une portion de dent sous hypothèse 2D (Machine n°1).....	115
Tableau 2.4.5.E : Flux de puissance sous hypothèse 1D (Machine n°1).....	116
Tableau 2.4.5.F : Flux de puissance sous hypothèse 2D (Machine n°1).....	116
Tableau 3.2.1.A : Cahier des charges n°1 - Navire de croisière.....	122
Tableau 3.2.1.B : Cahier des charges n°2 – Patrouilleur militaire	123
Tableau 3.2.1.C : Cahier des charges n°3 - Chalutier	123
Tableau 3.2.5.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique.....	126
Tableau 3.2.5.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	127
Tableau 3.2.5.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	127
Tableau 3.2.5.D : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine	130
Tableau 3.2.5.E : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	130
Tableau 3.2.6.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique.....	134
Tableau 3.2.6.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	135
Tableau 3.2.6.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	136
Tableau 3.2.6.D : Hélice optimale présentant le meilleur rendement global	137
Tableau 3.2.6.E : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée	137
Tableau 3.2.6.F : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine	139
Tableau 3.2.6.G : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle.....	139
Tableau 3.2.6.H : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine	140
Tableau 3.2.6.I : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée	140
Tableau 3.2.7.A : Hélice optimale obtenue par une approche séquentielle.....	141
Tableau 3.2.7.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	142
Tableau 3.2.7.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	142
Tableau 3.2.7.D : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale.....	143
Tableau 3.2.7.E : Hélice optimale obtenue par une approche couplée	143
Tableau 3.2.7.F : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée	144
Tableau 3.2.7.G : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale.....	144
Tableau 3.2.7.H : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine	146
Tableau 3.2.7.I : Hélice optimale n°2 permettant l'obtention d'une solution EM réaliste.....	147
Tableau 3.2.7.J : Machine électrique optimale associée à l'hélice n°2	147
Tableau 3.2.7.K : Hélice optimale obtenue par une approche couplée	147

Tableau 3.2.7.L : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée	148
Tableau 3.2.7.M : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale.....	149
Tableau 3.2.7.N : Comparaison des résultats d'optimisation des masses tournantes obtenus pour des structures RD et POD	149
Tableau 3.2.8.A : Hélice optimale obtenue par une approche séquentielle.....	150
Tableau 3.2.8.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	151
Tableau 3.2.8.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	151
Tableau 3.2.8.D : Hélice optimale obtenue par une approche couplée.....	152
Tableau 3.2.9.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique.....	154
Tableau 3.2.9.B : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	154
Tableau 3.2.9.C : Paramètres caractéristiques des phénomènes hydrodynamiques d'entrefer.....	155
Tableau 3.2.9.D : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle.....	157
Tableau 3.2.9.E : Paramètres caractéristiques des phénomènes hydrodynamiques d'entrefer.....	157
Tableau 3.3.1.A : Cahier des charges n°1 - Hydrolienne de grand diamètre.....	160
Tableau 3.3.1.B : Cahier des charges n°2 – Hydro-générateur de petit diamètre.....	161
Tableau 3.3.5.A : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance.....	164
Tableau 3.3.5.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	165
Tableau 3.3.5.C : Hélice optimale permettant l'obtention du meilleur rendement global	166
Tableau 3.3.5.D : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée.....	167
Tableau 3.3.5.E : Machine électrique à entrefer immergé optimale obtenue par une approche couplée	171
Tableau 3.3.6.A : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance.....	176
Tableau 3.3.6.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.....	177
Tableau 3.3.6.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle	178
Tableau 3.3.6.D : Renforcement des contraintes géométriques imposées à la machine	178
Tableau 3.3.6.E : Machine électrique optimale n°2 obtenue par approche séquentielle et renforcement des contraintes....	179
Tableau 3.3.6.F : Machine optimale n°3 - prise en compte des effets 3D sous approche séquentielle et contraintes renforcées	181
Tableau 3.3.6.G : Hélice optimale permettant l'obtention du meilleur rendement global.....	183
Tableau 3.3.6.H : Conditions de fonctionnement de la machine n°4 obtenue par une approche couplée.....	183
Tableau 3.3.6.I : Hélice optimale présentant le meilleur rendement global – Solutions à entrefer immergé / étanche.....	185
Tableau 3.3.6.J : Conditions de fonctionnement des machines n°5 (entrefer immergé) et n°4 (entrefer étanche).....	185
Tableau 3.3.6.K : Hélice optimale présentant le meilleur rendement énergétique hydrodynamique	188
Tableau 3.3.6.L : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance	188
Tableau 3.3.6.M : Machine n°6 optimale permettant le meilleur rendement énergétique global (approche séquentielle) ...	188
Tableau 3.3.6.N : Vitesse de rotation optimale et conditions de fonctionnement associées pour chaque vitesse d'eau V_{ok} ..	189
Tableau 3.3.6.O : Hélice optimale permettant d'obtenir le meilleur rendement énergétique global.....	191
Tableau 3.4.1.A : Cahier des charges d'hydrolienne de grand diamètre envisagé.....	193
Tableau 3.4.2.A : Cahier des charges de la maquette.....	196
Tableau 3.4.2.B : Exemple de cahier des charges d'hydrolienne de grand diamètre.....	196
Tableau 3.4.2.C : Liste des contraintes imposées au modèle de machine	197
Tableau 3.4.2.D : Hélice optimale envisagée pour la maquette	197
Tableau 3.4.2.E : Machine électrique optimale envisagée pour la maquette.....	198
Tableau 3.4.2.F : Conditions de fonctionnement de la turbine réelle en similitude de Froude	198
Tableau 3.4.2.G : Extrapolation théorique des performances de la turbine réelle à partir de celles relevées sur la maquette.....	198
Tableau 3.4.3.A : Principales caractéristiques de la maquette retenue.....	199

GLOSSAIRE

■ Paramètres utilisés pour la modélisation hydrodynamique

A_e/A_o	fraction de surface d'hélice	
a	facteur d'induction global	
$a(r)$	facteur d'induction axial en fonction de r	
$b(r)$	facteur d'induction tangentiel en fonction de r	
C	coefficient de marée	
$C(r)$	longueur de corde d'un profil de pale en fonction de la position radiale r	(m)
$C_l(r)$	coefficient de portance en fonction de r	
$C_D(r)$	coefficient de trainée en fonction de r	
$C_{dax}(r)$	coefficient de poussée en fonction de r	
C_p	coefficient de puissance d'une hélice d'hydrolienne	
C_{pBetz}	limite de Betz	
C_v	couple visqueux dans l'entrefer d'une machine	(N.m)
D_{hel}	diamètre de l'hélice	(m)
$dF_v(r)$	trainée élémentaire en fonction de r	(N)
$dL(r)$	portance élémentaire en fonction de r	(N)
$dQ(r)$	couple élémentaire en fonction de r	(N.m)
$dT(r)$	poussée élémentaire en fonction de r	(N)
$e(s,r)$	loi d'épaisseur d'un profil en fonction de la position r et de l'abscisse s	(m)
$F_L(r)$	facteur de correction de Prandtl en fonction de r	
$f(s,r)$	loi de cambrure d'un profil en fonction de la position r et de l'abscisse s	(m)
G	couple visqueux adimensionné dans l'entrefer d'une machine	
$i(r)$	angle d'inclinaison d'un profil de pale en fonction de la position r	(m)
J_o	coefficient d'avance	
K_T	coefficient de poussée	
K_Q	coefficient de couple	
Nu_e	nombre de Nusselt d'entrefer	
Nu_{Dh}	nombre de Nusselt pour un diamètre hydraulique D_h	
Nu_L	nombre de Nusselt en $x=L_{tuy}$	
N_{sp}	nombre de secteurs de discrétisation d'une pale (méthode BEM)	
n	vitesse de rotation	(tour/s)
$\underline{P}$	pas géométrique moyen	(m)
$P(r)$	pas géométrique d'une pale en fonction de r	(m)
$\underline{P}_0$	pas géométrique réduit	(m)
P_v	pertes visqueuses dans l'entrefer d'une machine	(W)
P_{hydro}	puissance cinétique disponible à la surface d'un disque hélice d'hydrolienne	(W)
Pr	nombre de Prandtl	
Q	couple d'hélice en régime établi	(N.m)
R_0	rayon de l'hélice	(m)
Re_e	nombre de Reynolds tangentiel d'entrefer d'une machine (calcul effets visqueux et convectifs)	
Re_a	nombre de Reynolds axial pour le calcul des échanges convectifs avec l'entrefer	
Re_a	nombre de Reynolds effectif pour le calcul des échanges convectifs avec l'entrefer	
Re_x	nombre de Reynolds local pour le calcul des échanges convectifs avec la surface extérieure	
Re_{Dh}	nombre de Reynolds pour un diamètre hydraulique D_h	
Re_L	nombre de Reynolds en $x=L_{tuy}$	
$Re(r)$	nombre de Reynolds local d'une pale	
Rh_{nav}	résistance à l'avancement d'un navire	(N)
r_h	rayon du moyeu d'hélice	(m)
T	poussée de l'hélice	(N)
Ta	nombre de Taylor	

t	coefficient de succion de la coque d'un navire	
$U_i(r)$	vitesse d'eau induite en fonction de r	(m/s)
$U_a(r)$	vitesse d'eau axiale induite en fonction de r	(m/s)
$U_t(r)$	vitesse d'eau tangentielle induite en fonction de r	(m/s)
V_a	vitesse axiale de l'eau dans l'entrefer	(m/s)
V_o	vitesse axiale d'arrivée de l'eau sur la machine	(m/s)
$V_a(r)$	vitesse d'eau axiale en fonction de r	(m/s)
$V_t(r)$	vitesse d'eau tangentielle en fonction de r	(m/s)
$V_R(r)$	vitesse d'eau relative en fonction de r	(m/s)
$V_{R0}(r)$	vitesse d'eau relative sans prise en compte de la vitesse induite en fonction de r	(m/s)
V_{nav}	vitesse de navire	(m/s)
$V_h(C)$	vitesse de marée en fonction du coefficient de marée C	(m/s)
$\langle w \rangle$	sillage moyen d'un navire	
Z	nombre de pales	
$\alpha(r)$	angle d'incidence entre la vitesse relative V_R et la corde, pour une position radiale r	(deg)
ρ_{eau}	masse volumique de l'eau	(kg/m ³)
$\phi_o(r)$	angle entre la corde et la plan normal à l'axe d'hélice en fonction de la position r	(m)
$\delta(r)$	angle de devers d'un profil de pale en fonction de la position r	(m)
$\phi(r)$	angle entre la vitesse relative V_R et le plan normal d'hélice, pour une position radiale r	(deg)
$\sigma(r)$	solidité locale d'une pale	
ν_{eau}	viscosité cinématique de l'eau	(m ² .s ⁻¹)
η_{hydro}	rendement hydrodynamique d'une hélice de propulsion	
η_{hydro2}	rendement hydrodynamique d'une l'hélice d'hydrolienne	
η_r	ratio du rayon externe de rotor sur le rayon interne de stator	
Γ	ratio de la longueur active sur l'entrefer mécanique $\Gamma = L/e_{meca}$	

■ Paramètres utilisés pour la modélisation électromagnétique

A_L	densité linéique de courant efficace de la machine	(A _{eff} /m)
$\langle B_{cul} \rangle_a$	induction moyenne maximale dans les culasses créée par les aimants	(T)
$\langle B_{cul} \rangle_b$	induction moyenne maximale dans les culasses créée par les bobinages	(T)
$\langle B_{cul} \rangle_{max}$	induction moyenne maximale dans les culasses	(T)
$\langle B_{dent} \rangle_a$	induction moyenne maximale dans les dents créée par les aimants	(T)
$\langle B_{dent} \rangle_b$	induction moyenne maximale dans les dents créée par les bobinages	(T)
$\langle B_{dent} \rangle_{max}$	induction moyenne maximale dans les dents	(T)
B_{omax}	induction maximale de référence pour le calcul des pertes fer globales	(T)
$B_{fer(max)}$	induction maximale admise dans les culasses et les dents	(T)
B_r	aimantation rémanente des aimants	(T)
B_{Rr}	composante radiale de l'induction rotorique en surface du stator	(T)
$\hat{B}_{Rr1}$	valeur crête du fondamental de B_{Rr}	(T)
C_d	couple de détente	(N.m)
C_{d1}	fondamental du couple de détente	(N.m)
$\langle C_{em} \rangle$	couple électromagnétique moyen	(N.m)
D	diamètre d'alésage du stator	(m)
d	largeur moyenne d'une extrémité de bobine	(m)
E_1	fondamental de la force électromotrice à vide	(V)
E_{12D}	fondamental de la force électromotrice à vide obtenu par calcul numérique 2D	(V)
E_{13D}	fondamental de la force électromotrice à vide obtenu par calcul numérique 3D	(V)
e_a	épaisseur des aimants	(m)
$e_{a(min)}$	épaisseur minimale des aimants	(m)
e	épaisseur de l'entrefer séparant la surface des aimants de alésage du stator	(m)
e'	épaisseur de l'entrefer effectif $e' = k_c \cdot e + (k_c - 1) \cdot e_a / \mu_a$	(m)
e_μ	épaisseur de l'entrefer magnétique, $e_\mu = e + e_a / \mu_a$	(m)
e'_μ	épaisseur de l'entrefer magnétique effectif, $e'_\mu = k_c \cdot e_\mu$	(m)
e_{iso}	épaisseur de l'isolant recouvrant les surfaces du rotor et du stator dans l'entrefer	(m)
e_{meca}	épaisseur de l'entrefer mécanique, $e_{meca} = e - 2e_{iso}$	(m)
$e_{meca(min)}$	épaisseur minimale de l'entrefer mécanique	(m)
e_c	épaisseur de la carcasse de la tuyère	(m)
e_{bec}	épaisseur des becs d'encoche	(m)
e_{cul}	épaisseur des culasses	(m)
e_{culr}	épaisseur de la culasse du rotor	(m)

e_{culs}	épaisseur de la culasse du stator	(m)
e_{isomin}	épaisseur minimale de l'isolant recouvrant les surfaces du rotor et du stator	(m)
e_{isomax}	épaisseur maximale de l'isolant recouvrant les surfaces du rotor et du stator	(m)
e_{jmax}	épaisseur maximale de la jante assurant l'interface l'hélice / culasse rotor	(m)
e_j	épaisseur de la jante assurant l'interface entre l'hélice et la culasse du rotor	(m)
f_{elec}	fréquence électrique	(Hz)
$f_{elec(max)}$	fréquence électrique maximale	(Hz)
f_o	fréquence de référence pour le calcul des pertes fer globales	(Hz)
f_{MLI}	fréquence de découpage de l'onduleur	(Hz)
$H_{a(min)}$	champ minimal pouvant être atteint dans les aimants	(A/m)
H_{cj}	champ coercitif des aimants	(A/m)
I_1	fondamental du courant au stator	(A)
I_n	courant nominal au stator	(A)
J	densité surfacique de courant efficace dans les conducteurs (cuivre)	(A _{eff} /m ²)
K_{si}	coefficient correcteur relatif aux effets des culasses sur le flux des têtes de bobine	
k	paramètre dépendant du mode de fonctionnement, $k=1$ en moteur et -1 en générateur	
k_i	facteur appliqué au courant nominal pour le calcul des conditions de désaimantation	
k_{tuy_r}	facteur de contrainte dimensionnelle sur l'épaisseur de la machine	
k_{tuy_z}	facteur de contrainte dimensionnelle sur la longueur axiale de la machine	
k_{3D}	coefficient d'effet d'extrémité	
K_{cd}	coefficient spécifiant le ratio maximal C_{d1}/C_{em} à ne pas dépasser	
k_{b1}	coefficient de bobinage du 1 ^{er} harmonique	
k_β	coefficient permettant le calcul de l'induction d'entrefer, $k_\beta=(4/\pi)\sin(\beta\pi/2)$	
k_c	coefficient d'encoche (communément appelé coefficient de Carter)	
k_r	coefficient de remplissage des encoches	
k_{dent}	ratio largeur de dent / pas dentaire (les becs ne sont pas considérés)	
k_{va}	ratio V_a/V_o	
L	longueur active de la machine (sans les têtes de bobine)	(m)
L_{pole}	pas polaire, $L_{pole} = \pi D/2p$	(m)
L_{tuy}	longueur de tuyère	(m)
$L_{c_Spp=1/2}$	inductance cyclique d'une phase d'un bobinage à 1/2 encoche par pôle par phase	(H)
L_p	inductance propre d'une phase	(H)
L_c	inductance cyclique d'une phase	(H)
$L_{p_Spp=1}$	inductance propre d'une phase d'un bobinage à 1 encoche par pôle par phase	(H)
$L_{c_Spp=1}$	inductance cyclique d'une phase d'un bobinage à 1 encoche par pôle par phase	(H)
$L_{p_Spp=1/2}$	inductance propre d'une phase d'un bobinage à 1/2 encoche par pôle par phase	(H)
l_{droit}	longueur des fils dans les parties droites des têtes de bobine	(m)
$l_{tête}$	longueur moyenne des fils dans les têtes de bobine	(m)
l_{is}	largeur de l'ouverture des encoches, soit $l_{is}=p_{ouv}(1-k_{dent})p_d$	(m)
l_{fp}	inductance de fuite d'encoche propre	(H)
l_{fM}	inductance de fuite d'encoche mutuelle	(H)
l_{f3D1_1}	inductance des parties courbées des têtes de bobine	(H)
l_{f3D2_1}	inductance des parties droites des têtes de bobine	(H)
l_{f3D}	inductance des parties droites des têtes de bobine	(H)
M_{cul}	masse totale de la culasse du stator	(kg)
M_{dent}	masse totale des dents du stator	(kg)
m_{fer}	masse volumique du Fer	(kg/m ³)
N	vitesse de rotation	(tour/min)
N_{ce}	nombre de conducteurs par encoche	
N_{cep}	le nombre de conducteurs par encoche dédié à une phase	
N_s	nombre d'encoches	
N_p	nombre de pôles	
N_L	plus petit commun multiple entre le nombre d'encoches N_s et le nombre de pôles N_p	
n_c	nombre de couches (1 ou 2) du bobinage	
P_f	pertes Fer globales dans la machine	(W)
P_j	pertes Joule dans la machine	(W)
P_o	pertes fer massiques globales de référence pour le calcul des pertes fer globales	(W/kg)
$P_{\alpha\beta}$	pertes produites par la source de la partie haute du schéma en π	(W)
$P_{\beta\gamma}$	pertes produites par la source de la partie basse du schéma en π	(W)
p_{F_cul}	pertes Fer globales massiques dans les culasses	(W/kg)
p_{F_dent}	pertes Fer globales massiques dans les dents	(W/kg)
p	nombre de paires de pôles	
p_d	pas dentaire, $p_d=\pi D/N_s$	(m)

p_{enc}	profondeur des encoches	(m)
p_{ouv}	pourcentage d'ouverture des encoches	
R	résistance électrique totale d'une phase	(Ω)
R_a	résistance électrique des parties actives d'une phase	(Ω)
R_{tb}	résistance électrique des têtes de bobine d'une phase	(Ω)
$R_{dent(max)}$	ratio profondeur / largeur de dent maximal admis	
$R_{a(max)}$	ratio épaisseur / largeur d'aimant maximal admis	
R_{sa}	ratio $D/(D-2e')$	(m)
R_{ra}	ratio $(D-2e_{\mu}')/(D-2e')$	(m)
S_{pp}	nombre d'encoches par pôle et par phase	
S_b	surface active d'une section de bobine	(m ²)
S_c	surface active d'un conducteur	(m ²)
V_1	fondamental de tension d'entrée de la machine	(V)
V_{DCmax}	tension maximale du bus DC de l'onduleur	(V)
X	réactance cyclique d'une phase	(Ω)
β	ratio largeur d'aimant sur pas polaire	
ψ	déphasage (I_1, E_1) = $\pi/2$ – (flux rotor, flux stator) en convention récepteur	(rad)
μ_o	perméabilité du vide	
μ_a	perméabilité relative des aimants	
ρ_{Cu}	résistivité du cuivre	($\Omega.m$)
Ω	vitesse de rotation de la machine	(rad/s)
η_{elec}	rendement de la machine électrique	
τ	constante de temps électrique de la machine	(s)
ε_E	erreur relative sur le calcul numérique 2D de E_1 , $\varepsilon_E = 100. E_{13D} - E_{12D} / E_{13D}$	
τ_{el}	ratio entrefer magnétique / longueur axiale	
ω_s	ouverture d'encoche angulaire	(rad)

■ Paramètres utilisés pour la modélisation thermique

R_{α}	résistance thermique de la partie haute du schéma en π	(K.W ⁻¹)
R_{β}	résistance thermique de la partie médiane du schéma en π	(K.W ⁻¹)
R_{γ}	résistance thermique de la partie basse du schéma en π	(K.W ⁻¹)
$R_{\alpha\beta}$	résistance thermique d'interconnexion avec la source $P_{\alpha\beta}$	(K.W ⁻¹)
$R_{\beta\gamma}$	résistance thermique d'interconnexion avec la source $P_{\beta\gamma}$	(K.W ⁻¹)
R_{δ}	résistance thermique transversale interconnectant les schémas en π dent / encoche	(K.W ⁻¹)
$R_{t\beta\gamma}$	résistance thermique transversale d'interconnexion avec la source $P_{\beta\gamma}$	(K.W ⁻¹)
$R_{\delta Cu}$	résistance thermique transversale d'une demi portion conducteur / isolant	(K.W ⁻¹)
$R_{\delta iso}$	résistance thermique transversale de l'isolant entre le bobinage et la dent	(K.W ⁻¹)
$R_{\delta dent}$	résistance thermique transversale d'une demi-dent	(K.W ⁻¹)
T_c	température moyenne maximale atteinte dans les conducteurs	(°C)
T_{cmax}	température maximale admise dans les conducteurs	(°C)
$T_{\alpha\beta}$	température moyenne de la partie haute du schéma en π	(°C)
$T_{\beta\gamma}$	température moyenne de la partie basse du schéma en π	(°C)
T_{eau}	température de l'eau	(°C)
λ_{Fe}	conductivité thermique du Fer	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
λ_{Al}	conductivité thermique de l'Aluminium	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
λ_{iso}	conductivité thermique de l'isolant recouvrant les surfaces du rotor et du stator	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
λ_{eq}	conductivité thermique équivalente du milieu conducteur / isolant	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
ϕ_{α}	flux thermique dans la partie haute du schéma en π	(W)
ϕ_{β}	flux thermique dans la partie médiane du schéma en π	(W)
ϕ_{γ}	flux thermique dans la partie basse du schéma en π	(W)
ϕ_{δ}	flux thermique entre les schémas en π des dents et des encoches	(W)

INTRODUCTION

Les premières associations d'une hélice marine avec une machine électrique remontent au début du 20^{ème} siècle dans la cadre de la propulsion de navires militaires et civils. Progressivement l'association hélice / machine électrique s'est imposée comme une solution pertinente et alternative à une association plus classique hélice / machine thermique. Cette dernière continue néanmoins d'exister dans la plupart des cas : soit sous une forme directe lorsque les navires fonctionnent sur une gamme étroite de vitesses, soit sous une forme indirecte hélice / machines et réseau électriques / machine thermique. Les progrès technologiques dans les domaines de la conception des machines, de l'électronique de puissance et de l'informatique industrielle ont été des éléments clefs de cette évolution. Dans le domaine spécifique des machines électriques, les aimants terre rare à haute densité d'énergie ont permis l'émergence de machines adaptées à un milieu marin exigeant, en termes de compacité, robustesse, fiabilité et discrétion acoustique.

Un second domaine d'application mettant en œuvre l'association d'une hélice marine avec une machine électrique est celui des énergies marines. La plupart des barrages hydroélectriques de rivières de faible chute et grand débit utilisent aujourd'hui une telle association. Les usines marémotrices d'estuaires sont également basées sur ce principe. Les hydroliennes, permettant l'exploitation de l'énergie cinétique des courants de marée, océaniques ou de rivière, viennent compléter cette liste. Contrairement aux barrages hydroélectriques, les technologies hydroliennes n'ont pas atteint une maturité technico-économique suffisante pour qu'une solution précise se soit aujourd'hui imposée. Il est cependant indéniable que les machines à aimants permanents auront un rôle clef à jouer dans la mise en œuvre de telles applications tant les exigences de simplicité, fiabilité et souplesse architecturale sont primordiales sur ce type d'application.

L'objet des présents travaux est d'étudier une association hélice / machine particulière encore peu répandue où la machine électrique synchrone à aimants permanents est déportée en périphérie d'hélice. Les extrémités des pâles sont ainsi fixées à un cerclage qui accueille les parties actives du rotor, à savoir les aimants et la culasse ferromagnétique. La machine électrique est logée dans une tuyère qui vient compléter cet ensemble. On parle d'hélice à entraînement périphérique, plus connu sous le terme anglo-saxon « Rim Driven ». Notons que cette dénomination est valable quelle que soit la technologie de machine envisagée : synchrone, asynchrone ou à structure 3D. Cette technologie est aujourd'hui envisagée pour des applications de propulsion navale ou de récupération de l'énergie des courants. Elle n'a cependant pas atteint un degré de maturité suffisant pour se placer au même niveau que des technologies plus abouties telles que les propulseurs en nacelle immergée, dites « POD » où la machine est placée dans la nacelle située à l'avant ou à l'arrière de l'hélice. Dans le domaine de la propulsion navale Rim Driven, les principales applications commerciales identifiées aujourd'hui sont destinées à des applications de petite voire moyenne puissance. Dans le domaine des hydroliennes Rim Driven, plusieurs prototypes sont aujourd'hui en cours de développement et d'essais.

A la lumière de ce premier constat, il apparaît essentiel de chercher à cerner plus finement les spécificités et les domaines d'application potentiels de telles structures afin de mieux appréhender leur potentiel développement à grande échelle. Une recherche bibliographique exhaustive est ainsi menée sur ce sujet. Elle révèle que le concept Rim Driven n'est pas nouveau et a été étudié pour la propulsion sous des formes très variées depuis les années 1940 : entraînements mécanique, hydraulique ou électrique. La solution électrique à aimants permanents s'est imposée dans les années 1980 du fait d'exigences d'encombrement et de fiabilité très fortes sur ces structures. Des travaux industriels de qualité [Ver01], [Lea01], [Vdi02] portant sur des prototypes de forte puissance ont révélé la pertinence de telles structures par rapport à des technologies plus traditionnelles. Dans des gammes de puissance plus réduites, plusieurs travaux académiques [Hol01], [Hol02], [Hug01], [Sha01], [Sha02], [Sha03], [Kro01], [Kro02] de nature théorique et expérimentale ont été menés. Les domaines abordés sont l'électrotechnique, la thermique et l'hydrodynamique : l'approche est généralement par domaine bien que certaines références traitent le sujet sous une approche multi-physique. Globalement, ces travaux révèlent une complexité de conception liée aux spécificités de la structure : grand diamètre, entrefer épais, fine épaisseur de machine, longueur axiale courte, parties actives immergées, etc.

Dans la continuité de cet état de l'art, un outil de pré dimensionnement systématique adapté à ces structures spécifiques est développé. Cet outil a pour objectif d'être robuste, rapide et de bonne précision. Il doit par ailleurs intégrer les spécificités de la structure telles que, par exemple, la présence d'eau dans l'entrefer. Une approche multi-physique est ainsi privilégiée afin d'englober l'ensemble des phénomènes physiques susceptibles d'influencer les performances globales du système. Cette approche fait intervenir une modélisation des phénomènes liés à l'électromagnétisme, à la thermique et à l'hydrodynamique. Les modèles étant établis, plusieurs cahiers des charges représentatifs des applications actuelles sont étudiés. L'outil de dimensionnement obtenu permet alors la mise en évidence des performances et des conditions de fonctionnement pour ces différentes applications. Sur la base de ces considérations, le présent document s'articule de la façon suivante :

Au premier chapitre, un large tour d'horizon est réalisé sur l'état de l'art des combinaisons hélice / machine électrique. Nous abordons d'abord l'état de l'art des hélices, des machines électriques et de leurs associations possibles dans les domaines de la propulsion navale comme de la génération d'électricité. Cette première étape permet de cerner finement le domaine dans lequel s'inscrit l'émergence des structures Rim Driven, sujet des présents travaux. Dans une seconde étape, les structures Rim Driven sont abordées par un examen détaillé des travaux tant académiques qu'industriels réalisés depuis les premiers dépôts de brevet en 1940 jusqu'à l'émergence de solutions commerciales dans les années 2000. Ce descriptif met en évidence les spécificités de ces structures et les difficultés de conception auxquelles ingénieurs et chercheurs sont confrontés. Il permet également de comprendre dans quelle mesure ces technologies sont potentiellement pertinentes pour des développements futurs. Finalement, à la lumière de cette étude bibliographique, une modélisation fine de ces structures sous une approche multi-physique couplée est envisagée.

Au second chapitre, nous décrivons en détail les modèles employés et développés pour prendre en compte les phénomènes d'ordre hydrodynamique, électromagnétique et thermique au sein du système. Les modèles sont décrits dans des paragraphes distincts mais nous faisons ressortir clairement la façon dont chacun interagit avec l'autre par l'identification des variables communes.

- Du point de vue de l'hydrodynamique, nous modélisons principalement la conversion d'énergie hydro-mécanique de l'hélice. Une première partie est adaptée aux hélices de propulsion sur la base de relevés d'origine expérimentale. Une seconde partie est spécifiquement adaptée aux hélices des turbines hydroliennes, sur la base de la méthode de la quantité de mouvement appliquée à un élément de pale. Les effets des frottements visqueux de l'eau dans l'entrefer sont également pris en compte.
- Du point de vue de l'électromagnétisme, le principe de la conversion électro-mécanique est abordé de manière classique pour le pré dimensionnement systématique des machines électriques à aimants permanents. Les contraintes de dimensionnement, relatives aux limites de conception de la machine, sont soigneusement identifiées afin de rendre l'outil robuste. Finalement, des ajouts spécifiques sont apportés pour prendre en compte les particularités des machines électriques des structures Rim Driven, notamment dans le cas des hydroliennes.
- Du point de vue de la thermique, nous modélisons les échanges thermiques 2D des parties actives du stator avec le milieu environnant. D'une part, les échanges avec l'extérieur de la machine où les effets convectifs de l'eau longeant la tuyère de la structure sont pris en compte. D'autre part, les échanges avec l'entrefer intérieur dans le cas où celui-ci est immergé.

Ces modèles, rapides, robustes et relativement précis, sont adaptés à une démarche d'optimisation systématique dans le cadre du pré dimensionnement d'un système Rim Driven composé d'une Hélice et d'une Machine à aimants permanents à flux radial et à entrefer immergé. Ils sont de plus théoriquement adaptables à tout type d'ensemble hélice / machine en eau libre tel que les structures propulsives POD moyennant quelques modifications que nous décrivons au chapitre suivant.

Au troisième chapitre, nous abordons plusieurs cahiers des charges représentatifs des principales applications susceptibles d'être concernées par la structure Rim Driven étudiée. Les outils de dimensionnement développés au second chapitre sont ainsi appliqués par étapes successives – l'entrefer est par exemple étudié étanche puis immergé – dans le but de bien distinguer les effets de chaque modèle, voire de chaque paramètre. L'idée est en effet de comprendre le plus finement possible les effets de chaque paramètre de conception afin de mieux cerner dans quelle mesure certains aspects de la modélisation devront, dans des perspectives futures, être mis en avant et modélisés plus finement. Pour certains cahiers des charges, des structures POD sont également abordées ce qui permet de mieux faire ressortir certaines spécificités des structures Rim Driven par rapport à une solution de référence. Finalement, c'est l'idée même d'une modélisation multi-physique qui est analysée et pour laquelle nous cherchons à appréhender la pertinence par rapport à une approche classique où le

dimensionnement du système est réalisé de manière séquentielle par des spécialistes de chaque domaine qui conçoivent leurs parties respectives l'une après l'autre.

A la fin du troisième chapitre, nous décrivons la conception d'une maquette Rim Driven qui s'est très logiquement imposée au fur et à mesure de l'avancement de ces travaux. L'outil de dimensionnement est mis en œuvre sur un cas pratique de petites dimensions, théoriquement transposable à une machine de plus grande taille. Les débuts de fabrication de la maquette, dans le cadre d'un partenariat industriel, sont par ailleurs présentés et les perspectives d'essais expérimentaux dans l'environnement contrôlé d'un bassin d'essais décrites.

Chapitre 1

ÉTAT DE L'ART ET MISE EN ÉVIDENCE D'UNE PROBLÉMATIQUE

1.1 Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la propulsion navale

- 1.1.1 La propulsion navale : généralités et technologies traditionnelles.
- 1.1.2 La technologie à entraînement circonférentiel « Rim Driven »
- 1.1.3 Conclusion

1.2 Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la génération d'électricité

- 1.2.1 L'énergie de l'eau : généralités
 - 1.2.2 Les technologies hélice / machine électrique
 - 1.2.3 Conclusion
-

1.1 Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la propulsion navale

1.1.1 La propulsion navale : généralités et technologies traditionnelles

Avant d'aborder les technologies Rim Driven proprement dites, nous décrivons dans ce premier paragraphe les principales associations hélice / machine électrique traditionnellement utilisées pour la propulsion navale. En premier lieu, quelques généralités sur la propulsion des navires et engins d'exploration sont rappelées.

1.1.1.1 Généralités sur la propulsion navale

▪ *Bref historique*

Il serait aujourd'hui difficile d'imaginer de gros navires de commerce ou bien de guerre propulsés par la seule force du vent ou des muscles. Ce fut pourtant le cas de tous les navires pendant de très nombreux siècles, quelles que soient leur taille ou leur fonction. Sur les fleuves, les barges étaient halées par des animaux le long des berges des canaux. En mer, les galères partaient au combat propulsées par la force des hommes. Les clipper, impressionnants navires de commerce, filaient à grande vitesse à la seule force du vent.

Au début du 19^{ème} siècle, la propulsion des bateaux évolua radicalement avec l'apparition progressive des machines à vapeur qui permirent l'entraînement de roues et hélices. Ces machines fonctionnaient au charbon ou au mazout afin de produire de la vapeur qui entraînait une turbine. Aujourd'hui, seuls les navires à propulsion nucléaire utilisent encore de telles turbines. En grande majorité, les bateaux tirent aujourd'hui leur énergie de moteurs diesel ou à essence ou bien encore de turbines à gaz. Certains navires, tels que les frégates militaires, peuvent combiner des moteurs diesel avec une turbine à gaz. Dans d'autres applications, généralement de moyenne ou forte puissance, le groupe diesel est associé à un alternateur électrique. Rappelons cependant que l'électricité n'est pas une énergie primaire comme le sont les énergies fossile et nucléaire : elle ne constitue qu'un moyen indirect de transmettre l'énergie mécanique produite par les machines thermiques aux hélices.

Il est important de rappeler que le développement de la propulsion moderne fut étroitement lié à celui des hélices marines telles que nous les connaissons aujourd'hui. Contrairement à ce que l'on peut penser, les hélices ne s'imposèrent qu'à partir de la deuxième moitié du 19^{ème} siècle. Avant cela, le seul moyen de conversion de la force mécanique des machines thermiques en une poussée hydrodynamique était la roue à aube.

Les axes de recherche et développement dans le domaine de la propulsion navale restent aujourd'hui nombreux : aide à la propulsion par des forces magnétohydrodynamiques, propulseurs Rim-Driven, machines à bobinages supraconducteurs ou, plus étonnant, turbo voiles et cerf-volant de traction.

▪ *Principaux besoins*

A notre connaissance, il existe une telle diversité de bateaux qu'aucun classement officiel n'a jamais été établi. Il est cependant habituel de trouver dans la littérature des classements en fonction de l'usage fait du navire (tableau 1.1.1A). Une étude de l'organisme Lloyds Register datée de 1999 [Llo01] donne un aperçu de la capacité de transport des principaux types de navires dans le paysage maritime mondial. En termes de tonnage brut, caractéristique de la capacité de transport d'un navire, les pétroliers et vraquiers représentent à eux deux plus de la moitié de la capacité mondiale (56%). Viennent ensuite les cargos polyvalents (10%), porte containers (10%), rouliers Ro-Ro (5%) et navires de passagers (4%). Le reste du volume, est partagé entre les autres navires tels que chimiquiers, gaziers ou bateaux de pêche. Logiquement, les navires spécialisés ne représentent qu'une part minime de ce volume. Notons que ce classement ne prend pas en compte les navires militaires.

Tableau 1.1.1.A : Classement des navires en fonction de leur usage

- navires de charge :	porte conteneurs, cargos, pétroliers, etc.
- navires de passagers :	ferrys, navires de croisière, plaisance, etc.
- navires spécialisés :	brise-glaces, navires océanographiques, etc.
- navires de service :	remorqueurs, bateaux de sauvetage, etc.
- navires militaires :	frégates, porte-avions, patrouilleurs, etc.
- navires de pêche :	chalutiers, thoniers, etc.

La propulsion concerne d'autres applications qu'il ne faut pas oublier de citer. Ainsi, afin d'avoir une vue exhaustive sur ce sujet, nous n'oublierons pas de considérer les propulsions d'étrave pour la manœuvre des

navires de surface, les propulsions de sous-marins militaires et scientifiques, d'engins autonomes d'exploration AUV, de plates-formes off-shore ou encore de torpilles.

Une autre classification des navires, certainement plus pertinente pour l'étude qui nous intéresse, consiste à considérer les niveaux de puissance et vitesse. Le tableau 1.1.1.B ci-dessous donne les puissances et vitesses nominales de quelques applications qui se veulent représentatives du paysage maritime.

Tableau 1.1.1.B : Puissance et vitesse des principaux types de navires

<i>Navires de croisière</i>		
Petit navire de croisière (22000 t)	2x9.2 MW	21 nœuds
Oasis of the seas (100000 t)	3x18 MW	22.6 nœuds
Queen Mary 2 (76000 t)	4x21.5 MW	28.5 nœuds
<i>Ferries</i>		
MV Bretagne	4x4.4 MW	21 nœuds
Pont Aven	43.2 MW	27 nœuds
Ferry rapide Normandie express	4x7 MW	42 nœuds
<i>Pétroliers</i>		
Knock navis (260941 t)	37.3 MW	13 nœuds
Batillus (273550 t)	2x23.9 MW	16.7 nœuds
<i>Chimiquiers</i>		
Bâtiment de 37000 t	1x10 MW	17 nœuds
<i>Vraquiers</i>		
MS Berge Stahl (175720 t)	12.8 MW	13.5 nœuds
Star Osakana	11.5 MW	16.1 nœuds
<i>Portes conteneurs</i>		
Flinterforest	68 MW	12.5 nœuds
Emma Maersk	88 MW	26.3 nœuds
<i>Navires de prospection offshore</i>		
Bâtiment offshore (4500 t)	2x5 MW	5 / 15 nœuds
Edda Fonn	4x1.82 MW	13 / 15.5 nœuds
<i>Navires de service offshore</i>		
Drill ship Discover Entreprise	6x5 MW	15 nœuds
Fugro Saltire - Survey Vessel	4x4.16 MW	16 nœuds
<i>Brise-glaces</i>		
Multi purpose Ice breaker Botnica	2x5 MW	3 / 15 nœuds
Mikhail Ulyanov Ice-Class Tanker	4x6.3 MW	6 nœuds
<i>Câblriers</i>		
Câblrier Ile de Batz (8000 t)	12.3 MW	17 nœuds
<i>Remorqueurs</i>		
Remorqueur / pousseur Le Morse (83 t)	2x0.32MW	8 nœuds
Abeille bourbon (3200 t)	4x4MW	19.5 nœuds
<i>Chalutiers</i>		
Bâtiment 228t	0.59MW	11 nœuds
Bâtiment 651t	2.46MW	14.5 nœuds
<i>Frégates</i>		
Frégate de surveillance Nivôse (2600 t)	6.47 MW	20 nœuds
Frégate Forbin (5600 t)	2x18.3MW	29 nœuds
<i>Navires militaires divers</i>		
BPC Mistral (16500 t)	2x7MW	18.8 nœuds
Bâtiment de soutien et aide à la dépollution	2x1.94 MW	14.5 nœuds
Patrouilleur La Railleuse (373 t)	5.44MW	24 nœuds
<i>Portes aéronefs</i>		
Charles de Gaulle (42500 t)	61MW	27 nœuds
Jeanne d'Arc (10575 t)	29.4MW	27 nœuds
<i>Bateaux de plaisance</i>		
Yacht de luxe 2465t	2.2MW	20 nœuds

Ce tableau, loin d'être exhaustif, illustre la diversité des niveaux de puissance et vitesse. Ainsi, on retiendra que certains bateaux tels les navires de croisière ou porte conteneurs sont à la fois puissants et relativement rapides : les puissances propulsives peuvent dans certains cas atteindre 80 à 90MW pour des vitesses comprises entre 25 et 30 nœuds. D'autres bateaux, tels les ferries rapides, s'illustrent par leur vitesse élevée - plus de 40 nœuds - tout en affichant des puissances propulsives généralement inférieures à 30MW. D'autres encore, tels les brise-glaces ou les navires d'exploration, sont lents par nature et dépassent rarement 15 nœuds pour une puissance propulsive généralement comprise entre 20 et 30MW. Finalement, les petits bateaux tels les remorqueurs ou chalutiers, affichent des vitesses et puissances très modestes : entre 10 et 20 nœuds et quelques Mégawatts. On retiendra néanmoins, comme l'illustrent les figures 1.1.1.A, que vitesse et puissance propulsive sont toujours étroitement liées.

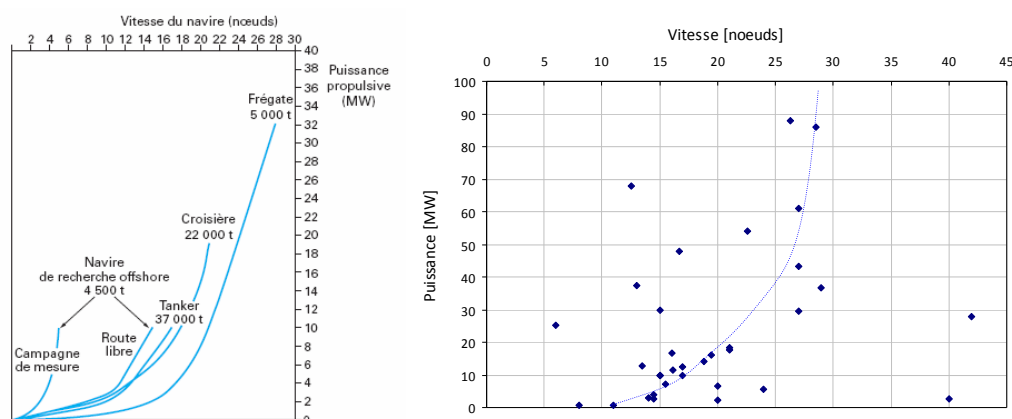


Figure 1.1.1.A : Puissance propulsive en fonction de la vitesse.

D'après [Fil01] (à gauche) et d'après le tableau 1.1.1.B présenté à la page précédente (à droite).

Ajoutons à cette liste quelques références supplémentaires concernant des propulseurs destinés à des applications autres que la propulsion principale des bâtiments de surface :

Sous-marins		
Agosta (1725 t)	3.5 MW	20 nœuds
SNS Rubis (2660 t)	7 MW	25 nœuds
SNLE NG Le Triomphant (12640 t)	30.5 MW	25 nœuds
AUV		
HUGIN 1000	2kW	6 nœuds
AUV H160 (équipement scientifique)	230W	3 nœuds
Propulseur d'étrave		
Navire de croisière 22000 t	2x1 MW	
Remorqueur Abeille Bourbon	2x0.88MW + 2x0.51MW	
Navire service offshore	1.4MW + 2x2MW	

▪ Qu'est-ce qu'un bon système de propulsion ?

A partir des lectures faites des ouvrages traitant de la propulsion navale, il a été possible de dresser une liste des principaux critères mis en avant par les concepteurs pour évaluer la bonne qualité d'un système propulsif. Ces critères sont bien entendu à nuancer en fonction des besoins.

- Compacité et souplesse d'intégration : frégates, navires de croisière, etc.
- Discretion acoustique et vibratoire : sous-marins, navires de recherche et de croisière.
- Fiabilité et possibilité de fonctionnement en mode dégradé : chimiquiers, navires militaires, etc.
- Souplesse de fonctionnement (vitesse variable, freinage d'urgence, etc) : tout type de navire.
- Bon rendement global et émissions réduites (CO_2 , NO_x , SO_x) : tout type de navire.
- Coûts de mise en œuvre réduits : tout type de navire.

1.1.1.2 Les Hélices

L'objectif de ce paragraphe n'est pas de faire un descriptif détaillé des propriétés des hélices de propulsion. Le sujet est vaste et devient rapidement affaire de spécialistes en hydrodynamique ou en mécanique. L'idée est plutôt de fournir au lecteur non spécialiste des bases théoriques et technologiques minimales sur le fonctionnement des hélices qui lui permettront de mieux appréhender les travaux présentés dans ce document. Pour en savoir plus sur le sujet des hélices, nous invitons les lecteurs à consulter les ouvrages spécialisés qui vont être mentionnés.

■ Historique

D'après la publication de P. Augustin Normand [Aug01], l'invention de l'hélice propulsive est attribuée, en Angleterre, à F. Petit Smith et J. Ericsson et, en France, à F. Sauvage qui préconise l'utilisation d'un propulseur basé sur le principe de la vis d'Archimède. En réalité, la vis d'Archimède est utilisée depuis l'antiquité mais pour des besoins de pompage, puis de récupération d'énergie. A la fin du 18^{ème} siècle puis au début du 19^{ème} siècle, le principe d'une propulsion par une vis inspire de nombreux inventeurs avant que F. Sauvage ne dépose un brevet sur ce principe en 1832 et F. Petit Smith fasse de même en 1834 (figure 1.1.A de droite). Les principaux gouvernements d'Europe et Outre Atlantique sont alors rapidement convaincus par le potentiel des hélices propulsives, notamment à l'occasion d'essais comparatifs avec des navires propulsés par des roues à aube (figure 1.1.1.B de gauche). L'adoption de la propulsion à hélice se fait alors rapidement vers 1840-1850 marquant à cette occasion la fin progressive de la roue à aube.

L'histoire veut que l'on retienne l'accident fortuit de F. P. Smith qui, à l'occasion d'une campagne d'essais, cassa une partie de son hélice à vis et nota une accélération immédiate du navire. En France, des débats animés opposèrent F. Sauvage, partisan de l'hélice à une spire, à Normand et Barnes, convaincus de la supériorité des hélices à pales multiples. Des essais comparatifs donnèrent raison à Normand et Barnes.

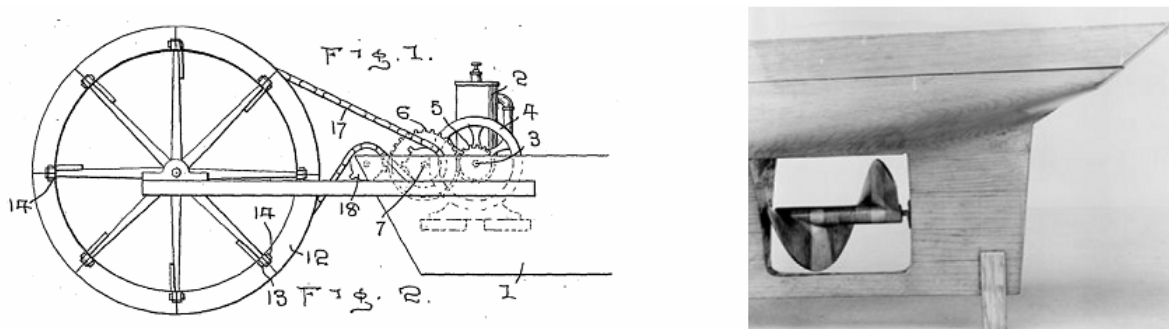


Figure 1.1.1.B : Roue à aube d'après le brevet de C.F. Boorman (1911) et hélice de propulsion à 1 spire sur le principe de la vis d'Archimède d'après le brevet de F. Petit Smith (1836).

Il faut comprendre que l'hélice fut accueillie au départ avec un certain scepticisme. Le principe d'une roue à aube, qui pousse l'eau et permet au navire d'avancer, était en effet bien compris de tous. Par contre, le principe de fonctionnement d'une hélice était bien moins intuitif pour la plupart des gens. Ainsi, dans la seconde moitié du 19^{ème} siècle, de nombreux chercheurs travaillèrent sur ce sujet dans le but de maîtriser la théorie de fonctionnement de l'hélice. Ils expérimentèrent également de nombreuses géométries d'hélice afin de comprendre quelle forme optimale devait être utilisée. En témoignent les exemples d'hélice de la figure 1.1.1.C, datés entre 1849 et 1901, tirés de l'ouvrage de J.S. Carlton [Car01].

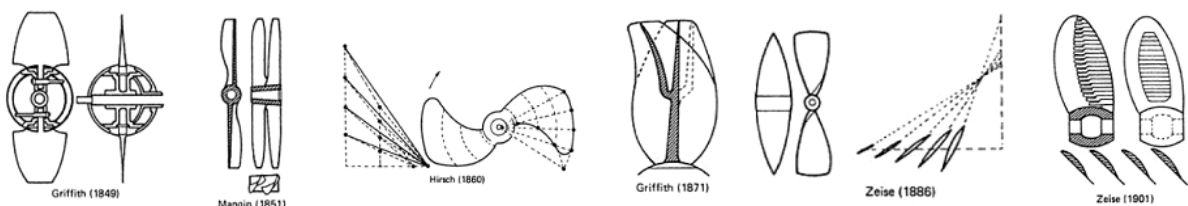


Figure 1.1.1.C : Design d'hélices étudiées au cours du 19^{ème} siècle [Car01]

▪ Caractéristiques géométriques d'une hélice :

Il existe un nombre minimal de paramètres permettant de caractériser de manière exhaustive une hélice. D'après M. Aucher [Auc01], une hélice peut être définie à partir des paramètres géométriques suivants :

Au niveau général

- | |
|---|
| - Les rayons de moyeu r_h et d'extrémité de pale R_0 , caractéristiques du niveau de puissance de l'hélice. |
| - Le nombre de pales Z , les pales étant supposées toutes identiques. |

Au niveau de chaque pale, en considérant la section - en forme de profil d'aile - obtenue par l'intersection de l'hélice avec un cylindre de rayon r centré sur l'axe de l'hélice (figure 1.1.1.D de droite) :

- | |
|---|
| - La longueur de corde $C(r)$, droite joignant le bord d'attaque au bord de fuite du profil. |
| - La loi d'épaisseur $e(s,r)$ qui définit l'évolution de l'épaisseur en fonction de l'abscisse s le long du profil. |
| - La loi de cambrure $f(s,r)$ qui définit, à partir de la corde, la ligne moyenne passant à mi épaisseur. |
| - L'angle $\phi_0(r)$ qui représente l'angle entre la corde et le plan normal à l'axe de l'hélice. |
| - L'angle de devers $\delta(r)$, traduisant le fait que la pale est inclinée si on regarde l'hélice par l'arrière. |
| - L'angle d'inclinaison $i(r)$, traduisant également le fait que la pale est inclinée vue de côté. |

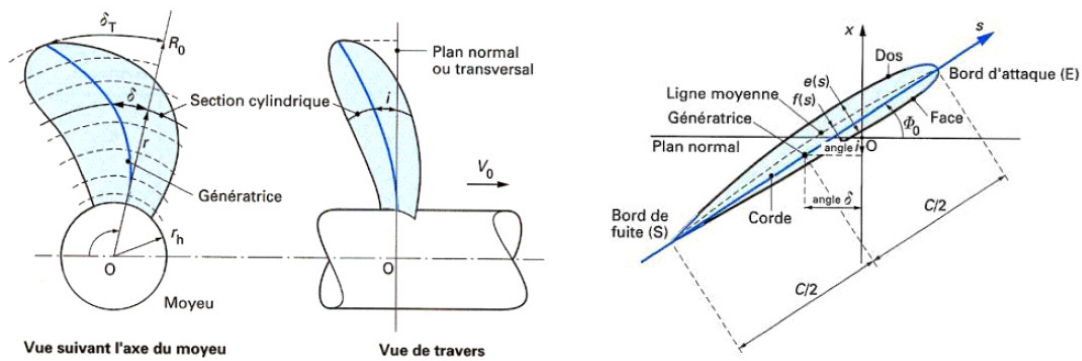


Figure 1.1.1.D : Forme générale (à gauche) et section d'une pale (à droite), d'après [Auc01]

En complément de ces définitions, qui sont théoriquement suffisantes pour définir complètement la géométrie de l'hélice, on introduit les paramètres suivants, définis à partir des précédents :

- Le pas géométrique	$P(r) = 2\pi \cdot \tan \phi_0(r)$
- Le pas géométrique moyen	$\bar{P} = \int P(r) dr / (R_0 - r_h)$
- Le pas géométrique réduit (*)	$\bar{P}_0 = \bar{P} / D_{hel}$
- La fraction de surface (*)	$A_e / A_0 = \int C(r) dr / \pi (R_0^2 - r_h^2)$

(*) Ces deux dernières expressions sont très communément utilisées dans les études d'hélices. La première caractérise le vrillage de l'hélice. La seconde caractérise la surface des pales proportionnellement à la surface du disque hélice.

▪ Principe de fonctionnement d'une hélice de propulsion

Le principe de fonctionnement des hélices de propulsion s'appuie sur la théorie de « l'aile portante » issue de l'aérodynamique. Nous invitons le lecteur à se reporter au paragraphe 2.2 du chapitre 2 où ce principe est rappelé afin d'introduire la modélisation des hélices, objet de ce paragraphe.

■ Principaux ordres de grandeur

D'après les exemples qui ont pu être trouvés dans la littérature, les diamètres d'hélices sont extrêmement variables. Ainsi, pour la propulsion des véhicules autonomes sous-marins (AUV), les hélices présentent des diamètres de l'ordre de 10 centimètres seulement. Pour des petits bateaux de plaisance, on trouvera des hélices de 20 à 40 centimètres de diamètre. A l'opposé, pour la propulsion de pétroliers géants, il est possible de trouver d'immenses hélices de 10 ou 11 mètres de diamètre [Auc01]. Les masses de ces hélices varient de la même façon sur des plages très larges : de quelques centaines de grammes à 65 tonnes [Auc01] voire 80-85 tonnes [Car01].

Concernant les vitesses de rotation, elles varient comme l'inverse du diamètre. Il est ainsi possible d'avoir des vitesses de rotation de plusieurs milliers de tours par minute pour les petites hélices alors que les plus grandes tourneront à moins de 100 tours par minute. On retiendra que la vitesse tangentielle en périphérie sera de l'ordre de 30 à 45 m/s dans des conditions normales d'utilisation [Auc01]

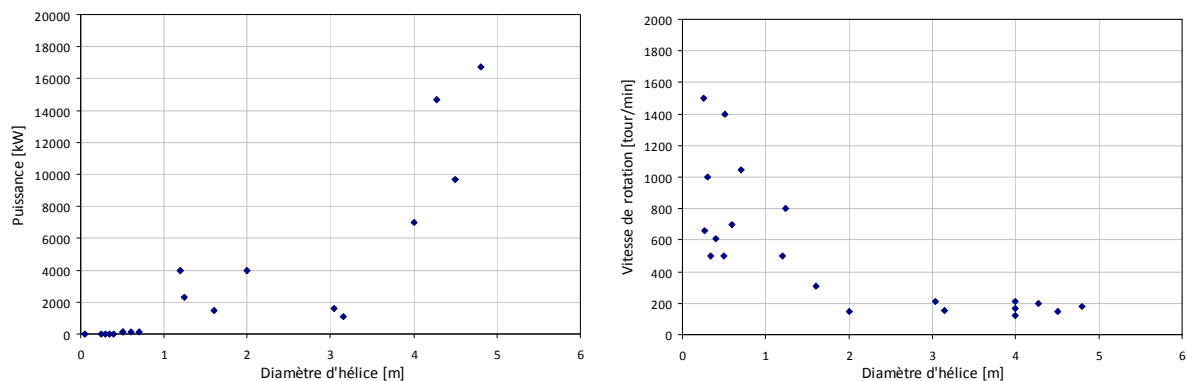


Figure 1.1.1.E : Evolution de la puissance et de la vitesse de rotation des hélices en fonction de leur diamètre.

A titre d'illustration, les courbes de la figure 1.1.1.E représentent l'évolution de la puissance et de la vitesse de rotation d'hélices courantes en fonction de leur diamètre. Elles ont été établies à partir d'exemples trouvés dans la littérature et représentatifs des principales applications de propulsion : AUV, vedette, chalutier, frégate, navire de croisière, BPC, cargo, etc.

■ Technologies d'hélices

Procédés de fabrication et contraintes de dimensionnement

Les hélices sont pour la plupart fabriquées à partir de matériaux non ferreux tels que le bronze ou, plus rarement, le laiton. Les hélices en acier inoxydable ou matériaux polymères existent également, mais uniquement dans le cas de petits diamètres. Ces matériaux combinent une bonne résistance aux contraintes mécaniques, à la corrosion, à l'érosion par cavitation et à la salissure. Les matériaux utilisés doivent également être adaptés au procédé de fabrication qui consiste en un moulage mono bloc, lorsque l'hélice est à pales fixes, suivi d'un meulage manuel ou d'un usinage à commande numérique.

Les contraintes imposées lors du design de l'hélice sont de plusieurs ordres : résistance mécanique, haut rendement, discrétion acoustique, réduction de la cavitation et des vibrations excitées, protection des pales, compacité, manœuvrabilité. Le concepteur optimisera ainsi les critères géométriques de l'hélice : pas géométrique, corde, nombre de pales, etc. Des techniques complémentaires que nous décrivons succinctement ci-dessous, permettent une amélioration de certaines performances.

Hélices sous tuyère :

Afin d'améliorer les performances des bateaux de faible vitesse et nécessitant une forte poussée, on peut placer l'hélice à l'intérieur d'une tuyère profilée dont la longueur est de l'ordre de grandeur du rayon de l'hélice [Auc01]. On trouve des tuyères pour des diamètres d'hélice typiquement compris entre 0.5 et 8.0 mètres. De par son profil en forme d'aile, la tuyère contribue à augmenter la vitesse d'arrivée d'eau sur l'hélice tout en apportant une poussée supplémentaire au bateau. Par ailleurs, l'eau ne pouvant contourner

les extrémités de pale, la poussée propre de l'hélice est ainsi augmentée. A titre d'exemple, la figure 1.1.1.F donne une illustration de formes de tuyères communément utilisées pour la propulsion, le choix de la tuyère étant fonction des besoins : fonctionnement unidirectionnel (a) ou bidirectionnel (b, c), contraintes sur la cavitation et les vibrations (d).

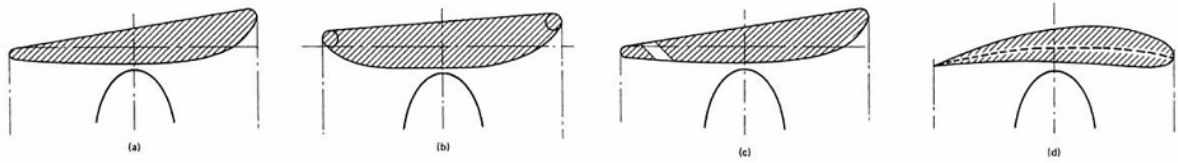


Figure 1.1.1.F : Profils de tuyères communément utilisées en propulsion d'après [Car01].
A gauche (a), la tuyère de la série 19a de Wageningen qui sera modélisée aux chapitres 2 et 3.

Cas particulier du water-jet : ce type de propulseur est basé sur le principe d'une pompe refoulant l'eau à grande vitesse (figure 1.1.1.G) et créant en réaction une force propulsive. L'eau est aspirée dans un canal faisant office de tuyère pour l'hélice. A la différence des hélices traditionnelles, l'hélice du water-jet possède un grand nombre de pales et est associée à un stator composé également d'un grand nombre de pales, typiquement de 15 à 20 [Car01]. Ces systèmes permettent une très bonne manœuvrabilité du bateau, ont un bon rendement et produisent peu de bruits et vibrations à haute vitesse [Rol01]. Bien que volumineux, le water-jet se révèle très pertinent pour des applications à grande vitesse telles que ferries ou bateaux de secourisme pour lesquelles des hélices conventionnelles entreraient en cavitation.

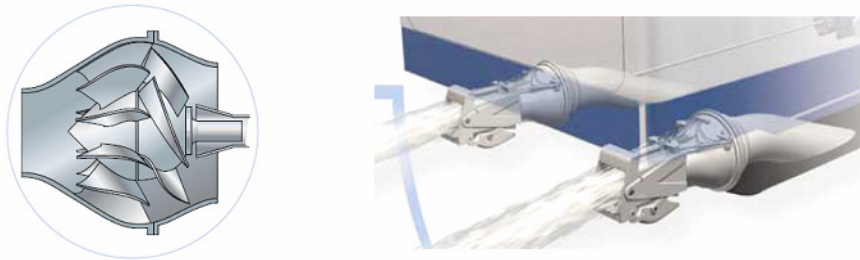


Figure 1.1.1.G : Pompe water-jet d'après une publication commerciale de la société Rolls-Royce [Rol01].

Hélices contrarotatives :

Afin d'améliorer le rendement d'un système propulsif, il est possible de combiner deux hélices tournant en sens inverse et entraînées par deux arbres indépendants. La seconde hélice, généralement plus petite, permet de redresser le fluide mis en rotation par la première hélice et annule ainsi l'énergie rotationnelle qui serait inévitablement perdue dans le cas contraire. Les rendements sont ainsi améliorés de 10 à 15% [Auc01, Nao01]. De plus, ces systèmes permettent un meilleur équilibrage du bâtiment dans le cas de mono propulseurs, comme c'est le cas sur les sous-marins.

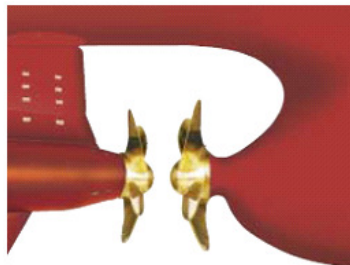


Figure 1.1.1.H : Hélices contrarotatives d'après une publication commerciale de la société ABB Marine.

En réalité, la mise en œuvre des hélices contrarotatives a été longtemps délicate et seuls les propulseurs de petite taille en étaient équipés. L'émergence des propulseurs électriques POD en nacelle a permis d'équiper récemment des navires de plus forte puissance.

Hélices à pales fixes / orientables :

Une hélice à pales orientables est conçue avec un pas P/D pour un point de fonctionnement nominal donné. Ce pas est appelé calage zéro auquel correspond un angle de référence calculé à $r=0.7R_0$. Il est alors possible de modifier l'orientation des pales à travers un mécanisme logé dans le moyeu et commandé par un système à tige poussoir ou à pression d'huile. Ainsi, pour tout rayon r , l'angle $\phi_0(r)$ que fait la corde avec le plan perpendiculaire à l'axe de l'hélice peut être augmenté ou diminué d'un même angle $\Delta\phi_0$. Le rayon de moyeu est plus gros qu'une hélice à pales fixes car il faut y loger le mécanisme d'orientation des pales (figure 1.1.1.I).

Il est alors possible de modifier la vitesse d'avance du navire tout en conservant une même vitesse de rotation d'hélice. Ce principe est très apprécié des propulsions diesel à entraînement direct pour lesquelles le rendement de la machine se dégrade rapidement lorsque la vitesse de rotation s'éloigne de sa valeur nominale. La machine tend également à s'encrasser. On notera que le rendement de l'hélice seule tend à diminuer lorsque l'orientation des pales s'éloigne du calage zéro mais cette perte est largement compensée par le gain obtenu sur le rendement du moteur diesel en maintenant la vitesse de rotation fixe. Un autre intérêt de ce système est d'être très adapté aux manœuvres fréquentes ou nécessitant une réaction rapide. L'inversion du sens d'avance du navire est par ailleurs envisageable sans avoir à changer le sens de rotation de l'hélice. Ce système se révèle également pertinent pour des navires propulsés par plusieurs hélices : si l'une d'elle n'est pas utilisée, les pales peuvent être facilement placées dans la position qui opposera le moins de résistance à l'avancement du navire.

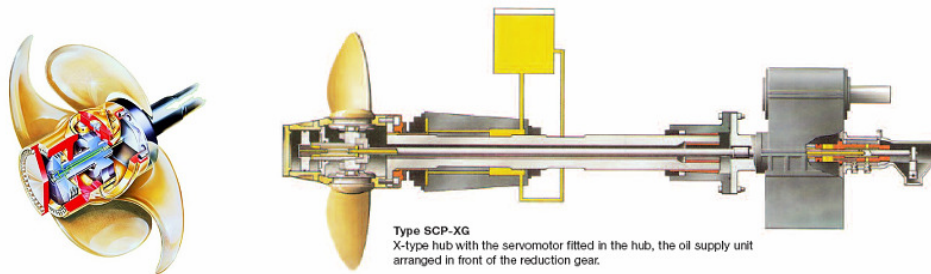


Figure 1.1.1.I : Hélice à pale orientable d'après une documentation commerciale de la société Schottel.

Les hélices à pales orientables concernaient une part non négligeable de navires il y a encore quelques années : d'après une étude de Lloyds Register, 36% des bateaux d'une puissance supérieure à 2000 CV en ont été installées entre 1985 et 1989 [Car01]. Ces technologies sont aujourd'hui concurrencées par des propulseurs électriques à pales fixes et vitesse variable. La possibilité d'utiliser une hélice à pale fixe grâce une propulsion électrique – dont la vitesse de rotation varie en même temps que la vitesse du navire – est souvent considérée comme un avantage important [Fil01]. Le rendement d'hélice reste en effet optimal quel que soit le point de fonctionnement considéré. Quant au rendement électromagnétique, il reste bon sur une large plage de vitesses.

▪ **La cavitation**

Le sujet de la cavitation est évoqué à plusieurs reprises dans ce document tant il représente une problématique importante dans le domaine de l'hydrodynamique des hélices. Nous reprendrons ici le descriptif de M. Aucher [Auc01] qui considère la cavitation comme un phénomène complexe et difficile à maîtriser. Le principe de la cavitation s'explique par le fait qu'un liquide qui voit sa pression devenir inférieure à sa tension de vapeur p_v tend à se vaporiser sous forme de bulles ou poches de vapeur. Ainsi, sous certaines conditions de vitesse et d'angle d'incidence de l'eau, les profils des pales peuvent générer au niveau de leurs bords d'attaque des pointes de dépression conduisant à la formation de lames de cavitation.

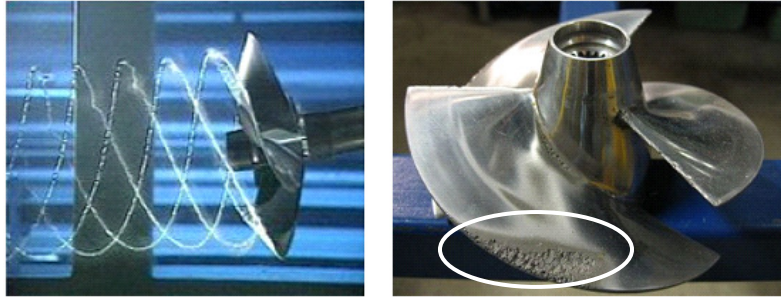


Figure 1.1.1.J : Hélice testée en tunnel de cavitation (à gauche, Source BEC Val de Reuil) et hélice ayant subi une érosion de cavitation (à droite).

Comme l'illustre la photo de droite de la figure 1.1.1.J, la cavitation peut poser de graves problèmes d'érosion sur les hélices et, de manière générale, sur tout corps soumis à ce type de phénomène : ainsi, sur un navire, le safran ou le gouvernail peuvent également subir ce type de dommage. Les autres problèmes liés à la cavitation sont le bruit généré, très pénalisant pour les applications militaires ou scientifiques, ainsi que les vibrations.

1.1.1.3 Les machines électriques en propulsion navale

L'objectif de ce paragraphe est de présenter de manière synthétique les différents types de machines électriques les plus couramment utilisés pour la propulsion navale. Comme pour les hélices, ces quelques pages n'ont pas la prétention de décrire exhaustivement un sujet aussi vaste, mais plutôt de fournir les éléments clefs nécessaires à la compréhension des présents travaux.

▪ **Bref historique et contexte général de la propulsion électrique**

On retrouve la trace des premières machines électrique dédiées à la propulsion navale au début du 20^{ème} siècle, notamment pour les sous-marins qui étaient propulsés par des machines à courant continu. De nombreux navires militaires de surface étaient également propulsés par des machines à courant alternatif. L'exemple le plus connu est cependant le navire de croisière « Normandie » qui fut propulsé par 4 moteurs synchrones de 29MW dans les années 1930. Hormis quelques applications particulières telles que les brise-glaces, les machines électriques ont cependant du mal à s'imposer face aux machines thermiques jugées technico-économiquement plus compétitives. Il faut attendre les années 1980 à 1990 – et les progrès considérables en motorisation électrique, électronique de puissance et informatique industrielle – pour que les machines électriques s'imposent comme de véritables concurrentes des machines thermiques pour la propulsion principale des gros navires. Les navires civils ont été les premiers équipés – navires de pêche-usine, navires de croisière, méthanières, navires scientifiques – et le concept de « Navire Tout Electrique » s'est progressivement imposé pour ces navires de fort tonnage dont la consommation électrique était conséquente, même sans propulsion électrique. Les navires militaires de surface ont suivi cette tendance vers la fin des années 1990.

Les avantages des machines électriques et, de manière générale, de l'emploi de l'électricité comme vecteur de distribution d'énergie à bord des navires sont indéniables. Le premier avantage réside dans la souplesse architecturale du réseau électrique qui permet de délocaliser la source d'énergie – classiquement un moteur diesel – de l'hélice et autorise ainsi une plus grande liberté dans la répartition des volumes, masses et bruits au sein du navire. Par ailleurs, le concepteur peut envisager des architectures de réseau électrique qui permettent, en cas d'avarie, une reconfiguration telle que la perte d'une source d'énergie n'entraîne pas pour autant la perte des propulseurs : la figure 1.1.1.K illustre ce propos. Un autre point important concerne la mutualisation des sources d'énergie : le concepteur prendra ainsi en compte les différents points de fonctionnement nominaux du navire, les besoins énergétiques autres que propulsifs étant pris en compte dans ce bilan. Le nombre et la puissance nominale des machines thermiques sera ainsi choisi de telle sorte que ces machines puissent fonctionner sous leurs charge et rendement optimums quel que soit le mode de fonctionnement envisagé. Sur l'exemple de la figure 1.1.1.K, trois alternateurs diesel associés une turbine à gaz permettent l'alimentation des deux propulseurs électriques principaux, du propulseur d'étrave et des charges auxiliaires du navire.

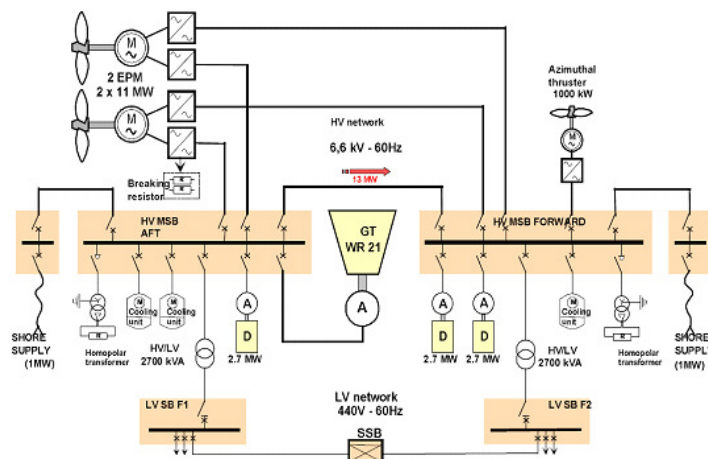


Figure 1.1.1.K : Schéma de principe du réseau électrique d'un projet de frégate de 5000 tonnes [Lar01].

Concernant les moteurs électriques proprement dits, ils présentent à eux seuls de nombreux avantages. Les machines thermiques sont en effet trop rapides pour être couplées directement à l'hélice et imposent l'utilisation de réducteurs. Les machines électriques peuvent par contre entraîner directement l'hélice, même

pour des vitesses lentes de l'ordre de 100 tours/min. Il s'agit d'un réel avantage lorsque les contraintes de discrétion acoustique ou de fiabilité sont fortes. Par ailleurs, les machines thermiques sont mal adaptées à la variation voire à l'inversion de vitesse de rotation : les hélices sont alors à pale orientable ce qui complique d'autant plus le système. Les machines électriques sont par contre bien adaptées à ces contraintes grâce à l'interposition d'un convertisseur entre le réseau électrique et la machine. A cela s'ajoute le libre choix, au stade de la conception, de la vitesse de rotation de l'hélice afin d'améliorer le rendement global propulsif [Chai01] contrairement aux moteurs diesels qui tendent à imposer leur vitesse comme un point de départ.

Les différentes technologies de machine couramment utilisées pour la propulsion navale sont brièvement présentées dans la suite de ce paragraphe.

▪ **Rappel sur les entraînements direct et indirect**

Comme cela a été évoqué au paragraphe 1.1.1.2, la vitesse de rotation des hélices n'est que de quelques centaines de tours/min, alors que les puissances associées atteignent largement plusieurs Mégawatts. Les machines électriques entraînant directement l'hélice sont ainsi lentes et à fort couple, donc intrinsèquement volumineuses. Si une solution à entraînement direct n'est pas jugée viable d'un point de vue technico-économique, le concepteur doit interposer un réducteur afin de se ramener à une machine électrique plus rapide et de fait plus compacte. Cependant, la recherche de solutions fiables et discrètes tend à privilégier l'entraînement direct pour la propulsion navale. Ainsi, d'après [Fil01], les navires militaires de surface entraînés par l'intermédiaire d'un réducteur constituent un cas peu probable. D'après [Cau01], la suppression d'un réducteur permet un fonctionnement plus silencieux, un entretien réduit et une disponibilité accrue.

▪ **Descriptif et comparatif des différentes technologies de machines**

Nous décrivons ici les trois technologies de machine les plus répandues : machines à courant continu, machines à courant alternatif synchrones et machines à courant alternatif asynchrones qui, comme l'explique la référence [Ben01], fonctionnent toutes sur un même principe physique.

A- Machines à courant continu

Le principe et la constitution des machines à courant continu sont décrits en détail dans les références [Seg01], [Ber01] et [Ber02]. Nous les rappelons ici de manière extrêmement simplifiée. Le stator, ou inducteur, accueille des bobinages alimentés en courant continu ou bien des aimants. Le rotor, ou induit, possède le même nombre de pôles que le stator et accueille un bobinage alimenté par une source continue au moyen d'un dispositif mécanique balais-collecteurs. Ce dispositif permet l'alimentation et la commutation des courants d'induit qui sont ainsi alternatifs afin que le champ de l'induit soit toujours correctement orienté par rapport au champ inducteur qui est fixe. En régime établi, l'interaction des champs inducteur et induit produit un couple électromagnétique moyen non nul qui entraîne le rotor. Hormis pour des applications de petite puissance, les machines à courant continu sont à flux radial.

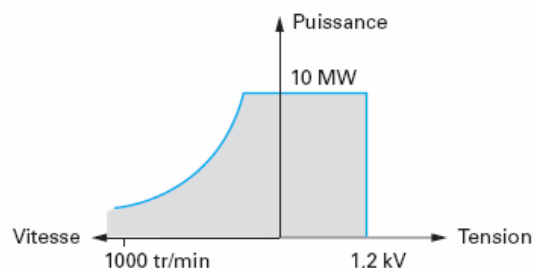


Figure 1.1.1.L : Plage de fonctionnement type des machines à courant continu [Fil01].

D'après [Fil01], les machines à courant continu présentent des avantages en propulsion navale tels que la souplesse et la simplicité de commande, la possibilité de surcouples transitoires importants, de fonctionnements en situation dégradée ainsi qu'une très bonne tenue aux chocs. Les machines à courant continu sont encore répandues pour la propulsion des sous-marins, notamment en secours lorsque le réseau est continu et alimenté

par des batteries. En contre partie, les besoins en maintenance sont élevés du fait du principe même de la machine qui impose une alimentation et une commutation des courants au rotor. Le rapport volume / puissance est ainsi plus élevé que pour d'autres machines. Comme l'illustre la figure 1.1.1.K, les limites de faisabilité unitaires sont également plus rapidement atteintes : 10 MW en puissance, 1.2 kV en tension et 2.5×10^8 W.tr/min en produit (puissance $\times$ vitesse de rotation). Les machines à courant continu tendent ainsi à disparaître progressivement au profit des machines à courant alternatif qui ne cumulent pas de tels inconvénients.

B- Machines à courant alternatif synchrones

Le principe et la constitution des machines à courant alternatif synchrones sont décrits de manière exhaustive dans les références [Ben01] et [Bar01] concernant les machines à rotor bobiné. Les références [Ben01] et [Mil01] sont recommandées pour les machines à aimants permanents.

En propulsion navale, la grande majorité des machines synchrones sont cylindriques à flux radial bien que quelques études portant sur des machines à aimants permanents à flux axial aient été réalisées. Nous rappelons de manière extrêmement simplifiée le principe de ces machines et, pour cela, ne considérons pas le cas des machines spéciales décrites au paragraphe B.3.

Un bobinage polyphasé est alimenté par des courants alternatifs qui génèrent un champ tournant dans l'entrefer. Le rotor, ou inducteur, est composé d'un bobinage alimenté en courant continu ou bien d'aimants permanents. Il possède autant de pôles que le stator : le champ inducteur ainsi créé interagit avec le champ induit afin de générer, en régime établi, un couple électromagnétique moyen non nul qui entraîne le rotor.

Les principes des machines à courant continu et alternatif synchrone sont en réalité similaires. L'alimentation du moteur synchrone se fait par un convertisseur électrique continu-alternatif qui joue le même rôle que le système mécanique balais-collecteurs du moteur à courant continu. Une différence importante entre les deux machines concerne leur stabilité : la machine à courant continu est en effet intrinsèquement stable. A l'inverse, le moteur à courant alternatif synchrone est par nature instable et peut « décrocher » s'il n'est pas autopiloté. L'idée de l'autopilotage est de maintenir systématiquement l'angle entre les champs induits et inducteurs dans une zone stable [Bern01], quelle que soit la consigne de couple. Cela se traduit par le contrôle des courants en amplitude et en phase. Comme indiqué par [Fil01], les machines synchrones peuvent ne pas être adaptées à certaines applications présentant de forts à-coups de couple telles que les brise-glaces. En contre partie, comme nous allons le présenter ci-dessous, les inconvénients des machines à courant continu sont éliminés :

B.1- Machines à rotor bobiné

La machine synchrone à rotor bobiné (MSRB) conserve certes un rotor alimenté en courant, mais sans besoin de commutation puisque le courant y est continu. Par ailleurs, la plupart des fabricants proposent des rotors sans contact glissant alimentés par un redresseur tournant. Dans ce cas, les besoins en maintenance sont assez réduits.

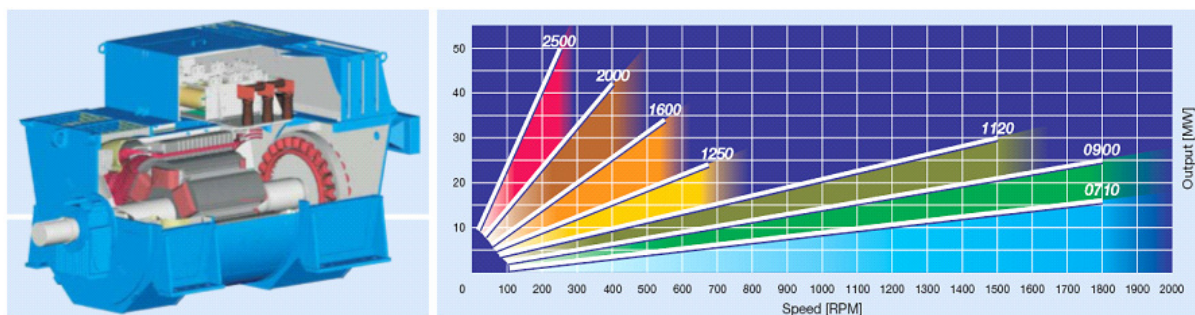


Figure 1.1.1.M : Moteur synchrone à rotor bobiné à redresseur tournant (brochure commerciale ABB).
La puissance maximale à 200 tours/min est de 40MW.

Les niveaux de puissance sont bien plus élevés que ceux des machines à courant continu comme l'illustre la figure 1.1.1.M représentant les gammes de puissance et vitesse de moteurs synchrones à rotor bobiné utilisés dans l'industrie. Les MSRB présentent actuellement les puissances unitaires les plus élevées et sont bien adaptées à la propulsion à entraînement direct de forte puissance lorsque les contraintes d'encombrement ne sont pas trop fortes.

B.2- Machines à aimants permanents

Les machines à aimants permanents (MSAP) présentent l'avantage de ne pas nécessiter de système d'alimentation encombrant au rotor. Les pertes joule sont par ailleurs éliminées. A cela s'ajoute la possibilité d'augmenter assez facilement le nombre de pôles de la machine afin d'en réduire les épaisseurs de culasse. Les MSAP sont de fait plus compactes que leurs homologues à rotor bobiné et représentent une solution très pertinente pour la propulsion navale où les contraintes d'encombrement peuvent être fortes. Ainsi, d'après [Let01], une MSAP de fort couple présente une masse et un volume inférieurs de 30% à ceux d'une MSRB de puissance équivalente.

Comme évoqué par [Hod01], il est possible d'imaginer une MSAP présentant un entrefer plus épais que celui des autres machines, notamment les machines asynchrones, afin d'en augmenter la tenue aux chocs. En effet, d'après [Fil01], la force d'attraction radiale est, en première approximation, inversement proportionnelle à l'épaisseur d'entrefer lorsque l'arbre est magnétiquement décentré.

Il est à noter que plus le nombre de pôles est important et plus les combinaisons nombre de pôles / nombre d'encoches sont nombreuses ce qui permet, comme l'illustre l'article [Scu01], de minimiser judicieusement le couple de détente, donc les vibrations, ce qui contribue à la réduction du bruit émis par la machine. Ce point peut être crucial pour des applications stratégiques telles que les sous-marins.

Un autre avantage des MSAP se situe au niveau de leur souplesse d'intégration qui permet d'envisager des structures originales telles que les machines à flux axial. Ainsi, d'après [Fil02], certaines réalisations permettent d'envisager des gains en compacité de 15 à 35% par rapport aux machines à champ radial les plus compactes, qu'elles soient à aimants ou asynchrones. Une étude détaillée [Let02] compare une MSAP à flux axial lente (450 tours/min) à une MAS du commerce (1500 tours/min) pour une propulsion de 3MW : les deux machines sont quasiment identiques en masse, mais la seconde nécessite en plus un réducteur. Notons néanmoins que les machines à flux axial sont moins bien adaptées aux structures cylindriques allongées, telles que les propulseurs en nacelle de type POD : les machines à aimantation radiale sont alors privilégiées, l'ensemble du volume disponible étant plus judicieusement occupé par les parties actives [Let01].

En contrepartie, comme mentionné par [Let02], les aimants doivent être spécifiés avec précaution car leurs caractéristiques sont sensibles aux températures et, de plus, ils peuvent être sujets à une désaimantation irréversible. La charge magnétique combinée à un champ opposé d'induit excessif tend ainsi à les désaimanter. Une température excessive peut également engendrer une perte de l'aimantation. A titre d'illustration, le tableau ci-dessous, tiré de [Mul01], donne un aperçu des principales caractéristiques des aimants les plus couramment utilisés. On notera les valeurs d'énergie magnétique BH_{max} , d'induction rémanente B_r et de champ coercitif H_{cj} qui sont des paramètres fondamentaux caractérisant la capacité à fournir une induction d'entrefer élevée mais aussi à résister à la désaimantation. Les aimants NdFeB sont ainsi de très bons candidats pour la propulsion navale bien que la sensibilité de leurs paramètres caractéristiques vis-à-vis des températures (BH_{max} , B_r et H_{cj}) soit plus élevée que pour leurs concurrents directs tels que les SmCo.

Tableau 1.1.1.C : Récapitulatif des principales caractéristiques des aimants les plus courants [Mul01]

Type	Date	BH_{max} (kJ/m ³)	$B_r(T)$ à 25°C	H_{cj} (kA/m)	Coefficient % B_r/K	Coefficient % H_{cj}/K	T_{max} operation	Prix €/kg
NdFeB	1983	200-380	1.2-1.5	900-2000	-0.1	-0.4 à -0.6	140-220°C	80-150
SmCo ₅	1966	140-200	1	2000	-0.04	-0.25	280°C	220
Sm ₂ Co ₁₇		180-240	1.05	2000	-0.03		350-550°C	300
AlNiCo	1932	50-85	1.1-1.3	130	-0.02	+0.01	550°C	45
Ferrites strontium	1950	27-35	0.3-0.4	250	-0.2	+0.4	250°C	6
Ferrites barrium		8-30	0.2-0.4	170	-0.2		100-240°C	4.5

En termes de gammes de puissance, les MSAP sont aujourd'hui moins répandues que les MSRB, notamment pour de fortes puissances où le coût relatif de l'aimant augmente par rapport à celui de la fabrication de la machine. Ainsi, les brochures commerciales de différents fabricants proposent des machines de petite ou moyenne puissance – typiquement de quelques centaines de kilowatts à quelques Mégawatts – pour des vitesses de plusieurs centaines de tours/min. A titre d'exemple, le domaine ferroviaire utilise de telles machines : c'est le cas du train à grande vitesse AGV de la société Alstom qui est entraîné par des machines à aimants de 800kW pour 4570 tours/min.

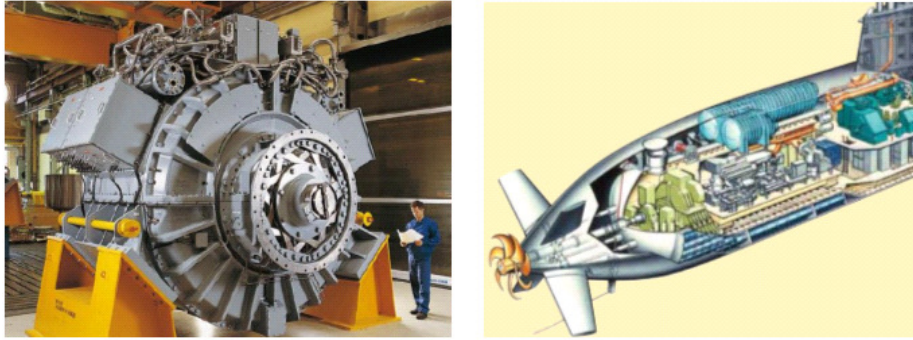


Figure 1.1.1.N : Moteur de sous marins à aimants permanents 1.7-5MW, 120-150 tr/mn, 2x6 phases (Source Siemens)

Les applications à fort couple et faible vitesse existent cependant comme l'indique la publication [Let03] où des applications de 4.5MW à 120 tours/min sont décrites. La figure 1.1.1.N illustre une machine à aimants permanents à 2x6 phases pour la propulsion des sous-marins d'après une brochure commerciale de la société Siemens : ces machines sont proposées pour une gamme de puissance de 1.7 à 5MW pour des vitesses de 120 à 150 tours/min. Le convertisseur d'électronique de puissance est notamment situé à l'intérieur de la machine ce qui permet encore d'augmenter la compacité globale de l'entraînement. La publication [Let01] décrit des machines adaptées à la propulsion navale dont les puissances atteignent potentiellement 20MW à 200 tours/min. De telles machines permettent un entraînement direct d'hélices de forte puissance. La publication [Let02] traite par ailleurs d'un concept de propulseur à aimants en nacelle de 27MW à 180 tours/min. On le comprend, les MSAP de forte puissance n'ont pas encore la maturité industrielle des MSRB mais leurs plages d'application sont amenées à s'étendre progressivement.

B.3- Machines spéciales

Nous consacrons ces quelques lignes à la description d'autres technologies de machines électriques. A notre connaissance, elles n'ont pas d'applications commerciales en propulsion navale mais présentent des avantages certains et constituent de fait des solutions alternatives potentiellement intéressantes.

B.3.1- Machines à flux transverse :

Le principe et la structure de ces machines est décrit en détail dans les références [Greh01] et [Dub01]. Le principe est expliqué ici très succinctement. La machine est de type synchrone. Le stator supporte, pour chaque phase, un unique enroulement orienté dans le sens axial de la machine qui excite de petites pièces magnétiques en forme de C espacées d'un pas $2p$. Le rotor comporte des aimants espacés d'un pas p et de polarités alternées. Dans son principe le plus général, le stator peut comporter une seule phase. Elle est alors alimentée par un courant alternatif monophasé qui crée un champ pulsatoire. Ce champ interagit avec les aimants du rotor afin de le mettre en rotation. Notons qu'en réalité les machines comportent plus d'une phase afin de pouvoir contrôler correctement leur sens de rotation. Les machines à flux transverse ont été étudiées pour des applications navales [Mitc01] mais, comme évoqué par [Fil02], elles restent aujourd'hui à l'état de prototypes. Ces machines sont réputées pour leur forte densité de puissance mais souffrent, en contrepartie, de problèmes vibratoires pénalisants, la machine étant le siège d'importants phénomènes reluctants.

B.3.2- Machines homopolaires :

Le principe de ces machines est très ancien puisqu'il fut développé par M. Faraday en 1831. Dans sa version simplifiée, le rotor est considéré sous la forme d'un disque alimenté par une source de tension continue au moyen de contacts glissants. Le stator crée un champ magnétique perpendiculaire au courant circulant dans le rotor. L'interaction du courant et de l'induction magnétique génère, suivant la loi de Laplace, une force qui met en rotation le disque. Basée sur un principe particulièrement simple, cette machine n'a jamais permis la mise au point d'applications pratiques. Des études ont pourtant été menées aux Etats-Unis à la fin des années 1990 pour le compte de la marine américaine [Sup01]. Un petit prototype pourvu de bobinages supraconducteurs à haute température permettant de générer une induction de 2T pour des densités de courant de 10kA/cm^2 au sein des conducteurs a ainsi été développé. Les contacts glissants du rotor sont réalisés grâce à une solution liquide à base de Sodium et Potassium qui permet le passage de fortes densités de courant, les courants dans l'armature rotorique étant portés à 30kA. D'après les auteurs, ces machines peuvent être appréciées pour leur discrétion acoustique du fait de l'absence de couple pulsatoire.

C- Machines à courant alternatif asynchrones d'induction

Le principe et la constitution des machines à courant alternatif asynchrones sont décrits en détail dans les références [Seg01] et [Pol01]. Nous les rappelons ici de manière très simplifiée. Les machines sont très généralement à flux radial. Le stator est similaire à celui utilisé pour les machines synchrones. Le rotor est par contre différent puisqu'il est constitué d'enroulements qui sont court-circuités en régime permanent. Il existe un cas particulier où le rotor est alimenté – les machines sont alors dites à double alimentation – mais par souci de simplicité nous ne les abordons pas ici. Ainsi, en considérant les vitesses du rotor et du champ statorique différentes, la loi de Lenz implique l'apparition de courants induits au sein des bobinages du rotor. Ces courants engendrent eux-mêmes un champ rotorique qui tourne à la même vitesse que le champ statorique. Ces deux champs interagissent et il en résulte un couple électromagnétique moyen non nul. En fonctionnement moteur, le rotor se stabilise à une vitesse de rotation légèrement inférieure à celle du champ statorique. Par principe, le couple électromagnétique disparaît si le synchronisme est atteint.

Pour les applications navales, les enroulements sont généralement réalisés sous la forme d'une cage d'écureuil constituée de barreaux court-circuités à leurs extrémités. Les enroulements peuvent également être réalisés sous la forme d'un bobinage relié à un circuit extérieur au moyen de contacts glissants. Dans ce second cas, la machine asynchrone (MAS) perd un de ses principaux atouts, à savoir celui d'avoir un rotor sans contacts glissants, au même titre que les MSAP. Ainsi, les machines asynchrones sont plus légères et compactes que les MSRB, en moyenne 15% plus légères d'après [Let01] pour des applications à fort couple.

Les MAS sont donc intéressantes pour des applications navales puisqu'elles sont légères, compactes, économiques et par nature robustes. Elles sont ainsi considérées comme concurrentielles par rapport aux MSAP bien que leur densité de puissance et leur rendement tendent à être plus faibles, notamment pour des applications à fort couple et basse vitesse.

De par leur principe, les MAS ont des niveaux d'induction d'entrefer globalement inférieurs à ceux des MSAP. Ainsi, pour des machines à grand entrefer, les MAS absorbent une puissance réactive importante afin de magnétiser leur entrefer ce qui contraint thermiquement le stator et engendre des pertes Joule importantes. Par ailleurs, contrairement aux MSAP, le rotor subit des pertes Joule dans ses conducteurs. De plus, les MAS ne peuvent avoir un nombre élevé de pôles au risque d'augmenter considérablement leurs fuites magnétiques : l'épaisseur des culasses magnétiques ne peut donc être optimisée comme c'est le cas des MSAP.

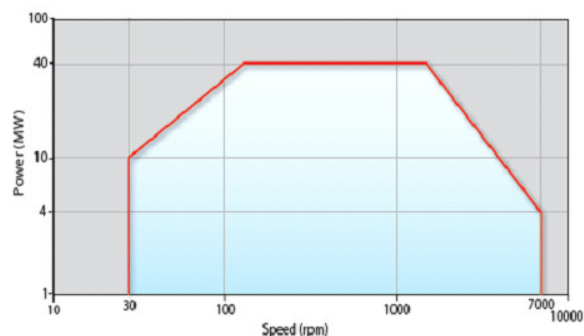
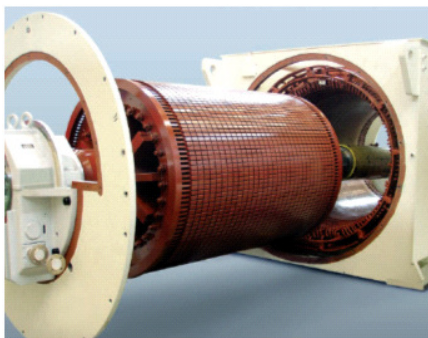


Figure 1.1.1.O : Moteur asynchrone à cage (Source Converteam).
La puissance maximale proposée à 200 tours/min est de 40MW.

Afin d'optimiser la densité de puissance, l'épaisseur d'entrefer doit être réduite à son minimum ce qui, en contrepartie, peut détériorer la tenue aux chocs de la machine. Ainsi, d'après [Fil01], les MAS sont globalement moins concurrentielles que les MSAP pour des applications lentes et à fort couple. Par contre, leur utilisation à vitesse rapide peut s'avérer pertinente en association avec un réducteur pour des applications où les exigences en bruit et vibration ne sont pas prépondérantes. Ces propos sont cependant à nuancer puisque l'étude [Lar01], portant sur le choix de la propulsion électrique des nouvelles générations de frégates, conclue à la possibilité d'utiliser, en entraînement direct, aussi bien des machines synchrones à aimants qu'asynchrones. Ces frégates exigent des moteurs d'une puissance de 11MW – 190 tours/min sous 6.6kV, compacts, silencieux et présentant une bonne tenue aux chocs. A titre d'illustration, la société Converteam propose une solution de moteur à 15 phases à haute densité de puissance dénommée AIM « Advanced Induction Motors » qui est référencée dans les travaux de la DGA [Cau01] et de la marine américaine [Bas01]. Bien qu'inférieure, la densité de puissance de la MAS AIM est proche de celle d'une MSAP selon ses concepteurs [Lew01], et ce pour des applications de forte

puissance (20MW). La gamme de puissance de ces moteurs est comprise entre 1 et 40MW pour des vitesses comprises entre 30 et 7000 tours/min (figure 1.1.1.O).

Un autre point important concerne le coût de la machine : bien qu'il soit difficile d'obtenir des chiffres précis sur le coût des machines, les MAS sont en théorie moins coûteuses que les MSAP. Les aimants permanents à haute densité restent en effet des matériaux onéreux. A l'inverse, les rotors des MAS ne sont constitués que d'acier, de cuivre et de matériaux isolants. Les machines à aimants de forte puissance sont ainsi réservées, en premier lieu, à des applications de première importance.

D- Résumé

Les machines à courant continu ont été évoquées mais ne constituent pas une solution d'avenir. Les machines synchrones à rotor bobiné représentent une technologie mature qui est utilisée dans de nombreuses applications de forte puissance sans exigences fortes de compacité. La machine asynchrone est une alternative plus compacte, moins chère et d'une grande fiabilité. Elle représente, pour beaucoup, une solution d'avenir dans le domaine de la propulsion navale. Finalement, la machine synchrone à aimants permanents se place en concurrence de la solution asynchrone de par sa robustesse, sa grande compacité, sa souplesse architecturale et sa discrétion acoustique. Seul son prix semble limiter actuellement le développement à grande échelle dans le domaine des fortes puissances. Cependant, grâce à la simplicité de mise en œuvre des rotors à aimants, il est possible d'envisager des structures originales telles que les machines à flux axial ou transverse. Une autre voie de recherche concerne les structures dites « Rim Driven », sujet des présents travaux, qui offrent la possibilité de réduire notablement le volume des parties actives, améliorant ainsi la compacité et le coût de la machine.

▪ **Alimentation des machines**

En ne considérant que l'alimentation des machines à courant alternatif, les convertisseurs statiques permettant d'alimenter les machines synchrones ou asynchrones sont usuellement classés de la façon suivante :

- Le cyclo-convertisseur : il s'agit d'un convertisseur direct alternatif / alternatif, à base de thyristors, qui permet la reconstitution d'une tension à partir de la tension réseau à une fréquence plus basse que celle du réseau. Son principal avantage réside dans sa robustesse. Il est très adapté à des applications de fort couple et basse vitesse telles que les brise-glace. Cependant, la tension délivrée au moteur est loin d'être sinusoïdale. Il nécessite par ailleurs de nombreux semi-conducteurs pour sa réalisation. De plus, il génère du côté réseau des harmoniques de courant de basse fréquence, multiples de la fréquence réseau. Il génère également des harmoniques multiples de la fréquence machine : le filtrage n'est donc pas simple puisque les machines ont des vitesses variables [Fil01]. Ce type de convertisseur tend à se raréfier.

- Le synchro-convertisseur : il s'agit d'un convertisseur indirect alternatif / continu / alternatif composé de deux ponts à thyristors à commutation assistée. Il n'est adapté qu'à l'alimentation des machines synchrones. Son appellation anglo-saxonne est LCI pour « Line Commutated Inverter » ou CSI pour « Current Source Inverter ». Le synchro-convertisseur se présente en effet, vu de la machine, comme un onduleur de courant. Il s'agit d'une solution très répandue, pour de larges gammes de puissance, notamment pour des applications civiles [Fil01] telles que les navires de croisière ou navires marchands. Ce convertisseur est apprécié pour sa simplicité et sa robustesse ainsi que pour ses pertes par commutation limitées. Le courant injecté au moteur, de forme trapézoïdale, est cependant riche en harmoniques qui engendrent des couples pulsatoires peu compatibles avec certaines applications. Par ailleurs, afin de respecter le taux de distorsion harmonique sur le réseau, des transformateurs spéciaux sont utilisés : cette solution est donc encombrante. Il faut également noter la problématique connue du conflit de source - entre l'inductance du bus continu et celle du moteur - qui peut générer des pics de surtension préjudiciables : surdimensionnement, allumage intempestif des thyristors, etc. Notons finalement la nécessité d'un dispositif spécifique dédié aux fonctionnements aux basses vitesses pour lesquelles les commutations des thyristors ne peuvent être naturelles.

- Onduleur de tension commandé à Modulation de Largeur d'Impulsion MLI : PWM en appellation anglo-saxonne, l'onduleur est généralement associé à un premier étage alternatif / continu qui peut être un simple pont de diodes ou bien un onduleur de tension si de la puissance doit être réinjectée sur le réseau. Le principe de l'onduleur à commande MLI est décrit en détail dans de nombreuses références tels que [Eri01] ou [Flu01]. En utilisant le caractère filtre passe-bas des machines, il est possible de réguler finement la forme d'onde du courant par modulation de la largeur des impulsions de tension appliquées à la machine. Il faut cependant noter

que la fréquence des commutations est généralement élevée – typiquement de plusieurs kiloHertz – ce qui limite la puissance pouvant transiter à travers les semi-conducteurs (très souvent des IGBT). Il est alors possible de fractionner la puissance par un choix judicieux du nombre de phases (supérieur à 3). Ce type de convertisseur est particulièrement apprécié des applications militaires qui requièrent une bonne maîtrise des harmoniques de courant injectés dans la machine. Il est adapté à tout type de machine à courant alternatif.

▪ Quelques chiffres

Le tableau ci-dessous est une liste des références commerciales de navires de moyenne à forte puissance issues d'une brochure commerciale de la société Siemens. Y sont spécifiées la puissance, la vitesse de rotation ainsi que le type de machine électrique et de convertisseur associé. On peut remarquer que les propulseurs de forte puissance sont essentiellement équipés de MSRB. Les MAS et MSAP sont néanmoins très présentes sur les gammes de propulsion inférieures à 10 MW.

Tableau 1.1.1.D : Références commerciales de navires et propulseurs de moyenne à forte puissance (Source Siemens).

Type	Année	Quantité	Puissance	Vitesse	Machine	Convertisseur
Croisière	2007-2011	5	2 x 12.5 MW	130 tours/min	MSRB	48 pulse LCI
Croisière	2000-2003	3	2 x 19.0 MW	143 tours/min	MSRB	24 pulse LCI
Croisière	1998-2010	6	2 x 21.0 MW	150 tours/min	MSRB	24 pulse LCI
Cablier	2010	1	2 x 8.0 MW	125 tours/min	MSRB	24 pulse PWM
Militaire	2008	1	2 x 11.0 MW	176 tours/min	MSAP	24 pulse PWM
Yacht	2007	1	2 x 5.0 MW	200 tours/min	MAS	24 pulse PWM
Plateforme	2005	1	4 x 3.4 MW	900 tours/min	MAS	24 pulse PWM
Cablier	2000	1	2 x 5.5 MW	750 tours/min	MAS	12 pulse PWM
Chimiquier	2001-2005	3	1 x 5.1 MW	134 tours/min	MSAP	12 pulse Cyclo
Transport	2002-2003	2	2 x 4.3 MW	175 tours/min	MSAP	12 pulse Cyclo
Ferry	2001	2	2 x 11.0 MW	190 tours/min	MSAP	12 pulse Cyclo
Ferry	1997-1999	3	4 x 4.475 MW	170 tours/min	MSRB	6 pulse Cyclo

1.1.1.4 Ensembles propulsifs hélice / machine électrique : solutions existantes et axes de recherche.

Ce paragraphe a pour objet de présenter les principales architectures hélice / machine électrique mises en œuvre pour la propulsion navale. Nous présentons, d'une part, les solutions existantes et éprouvées du point de vue technico-commercial et, d'autre part, les axes de recherche et développement jugés prometteurs.

Il est possible de distinguer deux grandes catégories de systèmes propulsifs. Premièrement, les systèmes dont la machine est intégrée à l'intérieur de la coque du navire. Deuxièmement, les systèmes dont la machine électrique est à l'extérieur de la coque : elle est alors en nacelle immergée au même titre que l'hélice.

▪ Solutions existantes

A- Propulseurs conventionnels

Les propulseurs électriques conventionnels sont constitués d'une machine électrique située dans la coque du navire, d'un éventuel réducteur, d'un arbre muni de paliers, d'un système d'étanchéité et d'une hélice à pas fixe. La figure 1.1.1.Q du bas illustre cette architecture qui est directement issue de la propulsion thermique traditionnelle : notons que la figure représente une attaque directe sans réducteur. La manœuvre du navire se fait à partir d'un gouvernail indépendant du système propulsif. Ces systèmes propulsifs, d'une grande maturité, sont aujourd'hui les plus répandus dans le monde.

B- Propulseurs de type azimuthal

Les propulseurs électriques de type azimuthal, en L ou en Z, ont été développés dans la continuité des propulseurs conventionnels. L'idée est ici d'utiliser le système propulsif comme moyen de manœuvre afin de supprimer le gouvernail. Le moteur électrique reste situé dans la coque. L'arbre est par contre modifié puisqu'il est constitué de 2 ou 3 arbres élémentaires reliés entre eux par des engrenages coniques comme l'illustre la figure 1.1.1.P. A l'exception du moteur, l'ensemble est orientable à l'aide d'auxiliaires hydrauliques et d'une couronne dentée. Ces systèmes sont très répandus dans la navigation civile bien que limités en puissance du fait des efforts au niveau des couples coniques [Fil01]. Ils sont également générateurs de bruit [Sha01].

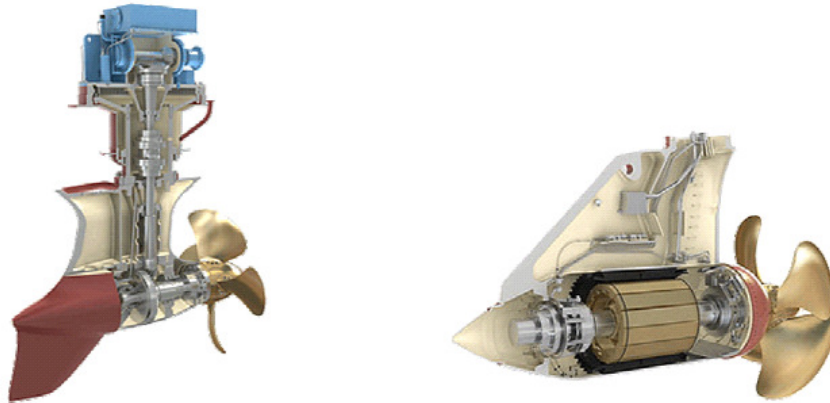


Figure 1.1.1.P : Propulseurs de type azimuthal en Z (à gauche) et en nacelle (à droite) (Source Rolls Royce)

C- Propulseurs électriques en nacelle

Ces propulseurs sont également appelés POD électriques. Ils sont une continuité des propulseurs décrits précédemment. L'idée est en effet, au-delà d'une utilisation du propulseur comme gouvernail, de simplifier la liaison machine / hélice en transposant la machine à l'extérieur de la coque comme l'illustre la figure 1.1.1.Q du haut.

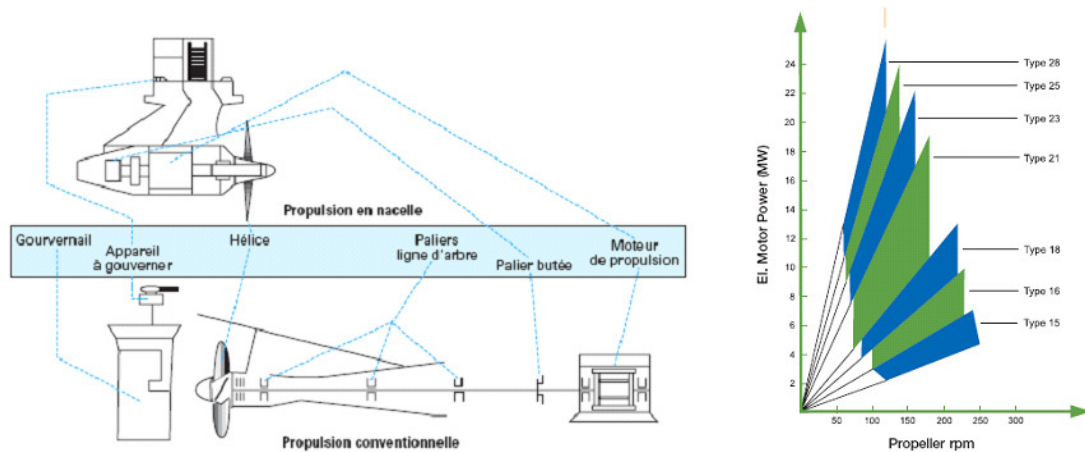


Figure 1.1.1.Q : Propulsions conventionnelle (en bas à gauche) et en nacelle (en haut à gauche), d'après [Fil03]. Plages de type de fonctionnement de propulseurs en nacelle (source ABB)

Les avantages apportés par les propulseurs POD électriques sont importants. La ligne d'arbre est supprimée ce qui permet l'optimisation de la forme de la coque et de la position du propulseur. Le rendement hydrodynamique du navire est ainsi amélioré et de l'espace est libéré à l'intérieur du navire [Fil03]. La manœuvrabilité du navire est par ailleurs améliorée si les propulseurs sont orientables comme le prouvent les essais de giration et crash-stop menés sur le bâtiment militaire BPC Mistral [Lon01] équipé de 2 propulseurs en nacelle de 7MW. De plus, le niveau acoustique et vibratoire est amélioré de par la suppression des perturbations de l'arbre mais aussi grâce à un positionnement optimal de l'hélice face au flux d'eau [Fil03]. Finalement, les temps de montage sur le navire sont réduits [Nic01].

La machine électrique utilisée reste conventionnelle : elle est généralement à flux radial, de type MSRB, MAS ou MSAP. Son design doit être particulièrement soigné de sorte que son encombrement ne pénalise pas les performances hydrodynamiques de l'hélice. Des travaux intensifs ont été menés depuis les années 1990 sur ces propulseurs qui ont atteint un degré raisonnable de maturité technico-économique. Les plus gros propulseurs installés actuellement développent une puissance d'un peu plus de 20MW pour une vitesse de l'ordre de 100-150 tours/min bien qu'une brochure commerciale de la société ABB (figure 1.1.1.P) vante des puissances supérieures pouvant atteindre 28MW : le type de machine électrique utilisé à ces niveaux de puissance n'est cependant pas clairement identifié.

Il est évident que les contraintes d'encombrement sont ici particulièrement fortes. Ainsi, une étude réalisée par la société Jeumont [Let1] et portant sur des propulseurs de forte puissance (27MW) met en avant les avantages des MSAP à flux radial comparativement aux MSRB, MAS et MSAP à flux axial. Les critères de comparaison sont la densité de puissance, les émissions de bruit et la fiabilité. La MSAP à flux axial est notamment considérée comme peu compétitive pour des moteurs longs et de faible diamètre, ce qui est le cas des propulseurs POD qui imposent des contraintes fortes sur la géométrie de la machine. Ainsi, les auteurs expliquent qu'une des principales difficultés au stade de la conception réside dans le choix du diamètre optimal de la machine. Le couple est en effet proportionnel au produit longueur par diamètre au carré : une machine courte de grand diamètre est donc pertinente car elle permet d'optimiser la quantité de matériaux actifs. Par ailleurs, une machine de grande longueur est peu envisageable du point de vue de l'hydrodynamique. En contrepartie, un diamètre exagéré dégrade le rendement hydrodynamique du propulseur, qui est logiquement meilleur pour un petit ratio diamètre machine / diamètre hélice. Les auteurs expliquent que les niveaux de puissance étudiés sont considérés comme les limites actuelles de faisabilité de ces propulseurs bien que des voies d'amélioration soient en cours d'étude.

▪ Les axes de recherche et développement

A- Machines supraconductrices

Un axe de recherche pertinent pour des propulseurs de très forte puissance consiste à améliorer les densités de courant des machines électriques afin de les rendre plus compactes. Une solution, objet de nombreux travaux

de R&D, consiste à utiliser des bobinages supraconducteurs haute température au sein du rotor d'une MSRB. L'amélioration ne porte en réalité que sur la machine électrique : l'architecture du propulseur est ici conventionnelle et la machine reste intégrée dans la coque du navire. Divers travaux tels que ceux référencés dans [Sni01] et [Gam01], portant sur des applications de forte puissance pour la propulsion navale, ont été réalisés depuis les années 1990. Les résultats sont prometteurs car les dimensions sont fortement réduites par rapport à des machines conventionnelles. Ainsi, d'après [Sni01], une machine conventionnelle de 36.5MW-120 tours/min, correspondant à la puissance propulsive d'un navire de la marine américaine, est environ 4 à 5 fois plus lourde qu'une machine supraconductrice de même puissance. Par ailleurs, des essais menés sur un prototype de taille réduite de 5MW mettent en évidence un meilleur rendement électrique comparativement à une MSRB conventionnelle.

B- Systèmes en nacelle sous tuyère

Un second axe de recherche consiste à améliorer les performances hydrodynamiques des POD en les intégrant au sein d'une nacelle. Ce sujet a été récemment étudié par les sociétés Converteam et DCNs qui proposent aujourd'hui une solution commerciale de type pompe-hélice combinant les avantages d'un propulseur POD électrique avec ceux d'un propulseur sous tuyère. La machine électrique est de type asynchrone et alimentée par un onduleur de tension MLI.

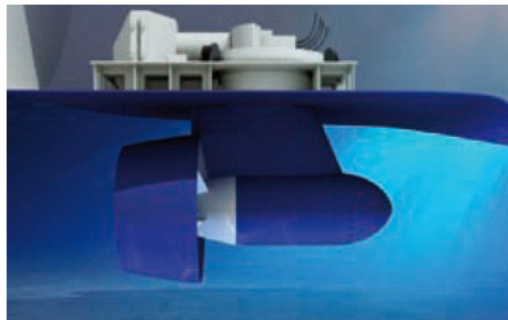


Figure 1.1.1.R : Propulseur POD électrique sous tuyère développé par les sociétés Converteam / DCNS.

▪ Introduction au concept de propulseur à entraînement circonférentiel (RD)

Dans la continuité des solutions présentées dans ce paragraphe, un concept original peut être imaginé. Les concepteurs cherchent en effet à améliorer en permanence les performances du propulseur : l'amélioration du rendement est un objectif important. La compacité ainsi qu'une intégration toujours plus poussée du système hélice / machine en est un autre, qui cependant ne va pas toujours de paire avec le premier.

Nous l'avons vu, la machine électrique se rapproche toujours plus de l'hélice. Ainsi, en partant de la solution en POD électrique sous tuyère présentée ci-dessus, il peut être pertinent d'imaginer une nouvelle architecture de la partie électrique qui est volumineuse et tend à réduire les performances hydrodynamiques de l'ensemble. Comme nous le savons, il est préférable d'augmenter le rayon d'une machine électrique si on la souhaite compacte tout en conservant un niveau de pertes électromagnétiques intéressant. Ainsi, comme le représente la figure 1.1.1.S, il semble pertinent de chercher à déplacer les parties actives de la machine depuis l'arrière de l'hélice vers sa périphérie et les intégrer alors dans la tuyère. Ce concept de propulseur est dit à entraînement circonférentiel, ou encore « Rim Driven (RD) Propeller » en langue anglaise.

De multiples questions viennent alors à l'esprit, notamment :

- Les parties actives de la machine sont-elles suffisamment compactes pour être logées dans une tuyère ?
- Quelle solution électrique est la plus appropriée pour une telle architecture ?
- La présence d'eau de part et d'autre de la machine est-elle bénéfique à son refroidissement ?
- Comment maintenir correctement une telle masse tournante située en périphérie d'hélice ?

L'objet du paragraphe 1.1.2 qui suit sera de présenter les travaux de recherche et développement menés jusqu'à aujourd'hui sur ce sujet.

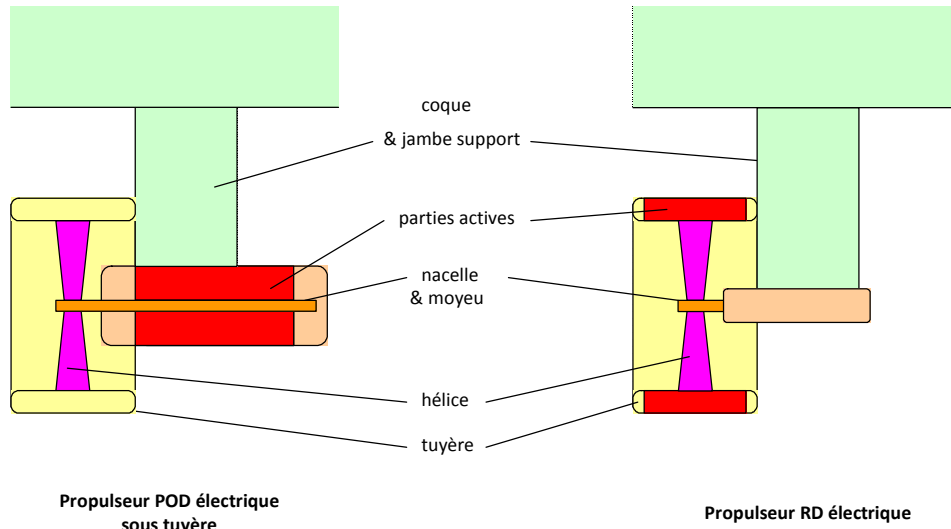


Figure 1.1.1.S : Schémas de principe d'un propulseur POD électrique sous tuyère et d'un propulseur RD électrique
Pour ce dernier, la technologie de maintien de l'hélice est présentée au centre mais, comme le montre le paragraphe 1.1.2, il ne s'agit pas d'un cas général.

▪ Rappel sur l'intérêt d'augmenter le diamètre d'une machine électrique

Comme l'explique la référence [Ben01], le couple électromagnétique moyen C_{em} d'une machine électrique peut toujours être considéré proportionnel à un produit

$$C_{em} \propto A_L \cdot B_R \cdot V \quad (1.11)$$

où A_L représente la densité linéique de courant au stator (A/m), B_R l'induction d'entrefer créée par le rotor à la surface d'alésage du stator (T) et V le volume du rotor (m^3). Le volume est lui-même égal au produit ($\pi R^2 L$) où R et L représentent respectivement le rayon et la longueur du rotor.

Considérons maintenant le couple électromagnétique supposé fixé par le cahier des charges de l'hélice. En considérant, en première approximation, les paramètres A_L et B_R constants et proches de valeurs usuellement rencontrées dans les machines électriques, les dimensions du rotor restent alors les principaux paramètres sur lesquels jouer. Si on suppose le rayon R comme la variable d'ajustement, L suit alors une loi de la forme

$$L \propto k_1 / R^2 \quad (2.11)$$

où k_1 est une constante puisque le couple est supposé constant. Par ailleurs, En supposant en première approche un entrefer et un pas polaire maintenus constants, ce qui n'est pas exact puisque l'entrefer tend généralement à augmenter avec le diamètre, on peut considérer l'épaisseur des parties actives e_{mach} à peu près constante. En faisant abstraction des têtes de bobine, le volume des parties actives de la machine est proche du produit

$$V \propto 2\pi \cdot R \cdot L \cdot e_{mach} \quad (3.11)$$

Ainsi, ce volume suit une loi en

$$V \propto k_2 / R \quad (4.11)$$

où k_2 est une constante ce qui explique pourquoi il est intéressant d'augmenter le rayon de la machine si on veut gagner en compacité. A cela s'ajoute le fait que les pertes sont théoriquement réduites puisque le volume des parties actives diminue alors que les niveaux de densité de courant A_L et d'induction restent globalement inchangés.

1.1.2 La technologie à entraînement circonférentiel « Rim Driven »

Nous proposons de décrire de manière chronologique les différents travaux de recherche et développement réalisés sur les propulseurs RD afin d'en cerner la pertinence et la maturité. Nous souhaitons également identifier les verrous technologiques auxquels chercheurs et ingénieurs ont été confrontés. Différents concepts sont par ailleurs mis en évidence. A la fin de cet exposé bibliographique, nous présenterons une problématique de recherche pour cette thèse.

Bien que ce paragraphe traite essentiellement d'entraînements électriques directs, nous présenterons brièvement les travaux réalisés sur des propulseurs à entraînement « non électrique » afin d'avoir une vision la plus large possible du sujet.

Les premiers travaux portant sur des propulseurs RD ont été publiés il y a 70 ans en Allemagne. Ils se poursuivent encore aujourd'hui dans de nombreux pays. Notons que les travaux présentés sur la période 1940-1970 ont surtout trait à des brevets et mettent en évidence des concepts qui ne sont pas nécessairement liés à une étude scientifique ou une réalisation pratique. A l'inverse, la période 1980-2010 concerne plutôt des travaux académiques de nature expérimentale ainsi que des réalisations commerciales.

- **Des débuts très prometteurs en Allemagne en 1940**

Les premiers travaux sur les propulseurs à entraînement circonférentiel électrique direct sont réalisés en Allemagne - en 1940 - où L. Kort dépose successivement deux brevets la même année [Kor01, Kor02]. Il y décrit, dans ses grandes lignes, le principe de ces propulseurs : la machine électrique est placée dans une tuyère à la périphérie d'une hélice dont les pales sont réunies par un anneau extérieur. L'hélice est maintenue par un arbre central ou bien par des paliers périphériques comme l'illustre la figure 1.1.2.A : trois types de paliers périphériques sont proposés. Il n'est cependant pas donné de détail précis sur la structure de la machine électrique envisagée.

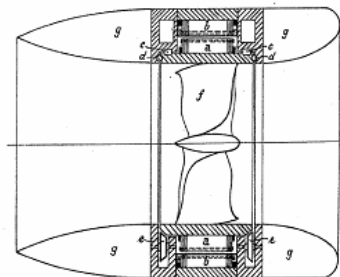


Figure 1.1.2.A : Illustration d'après le brevet DE688114 de L. Kort (1940).
On y visualise le rotor (a), le stator (b), 3 types de paliers (c, d et e), l'hélice (f) et la tuyère (g).

Bien que L. Kort n'ait pas réalisé d'autres travaux sur ces structures, ses brevets sont visionnaires. Comme nous le verrons par la suite, les structures Rim-Driven les plus récentes restent toujours basées sur le même principe.

- **Investigations sur le meilleur mode d'entraînement : années 1940 à 1970**

Des travaux très divers sur les entraînements périphériques des hélices de propulsion sont menés jusque dans les années 1970, pour la plupart aux Etats Unis. Le principe même d'un entraînement périphérique des hélices semble convaincre de nombreuses personnes. Par contre, **les avis sur le meilleur moyen d'entraîner l'hélice sont partagés** : électrique direct, mécanique au moyen d'engrenages ou encore hydraulique. De nombreux travaux sur des entraînements de nature mécanique et hydraulique sont ainsi menés jusqu'au début des années 1970. Nous présentons, dans une première partie, les principaux travaux menés par les défenseurs de solutions à entraînement « non électrique ». Dans une seconde partie, nous présentons les solutions basées sur un entraînement électrique direct.

○ Solutions mécanique ou hydraulique (années 1940 à 1970)

- L'américain W. Waterval dépose 2 brevets en 1937 et 1942 [Wat01, Wat02]. Les structures proposées sont constituées d'une ou plusieurs hélices sans moyeu et entraînées mécaniquement par leur périphérie. L'entraînement peut être réalisé au moyen d'un engrenage qui est relié à une machine située à l'intérieur de la coque. Il peut également l'être à travers un circuit hydraulique. Les principaux avantages de ces systèmes sont, d'après leur inventeur, d'améliorer le rendement et réduire la taille du propulseur, d'éliminer les vibrations et de protéger l'extrémité des hélices. La mise en place d'hélices contre-rotatives est également envisagée.

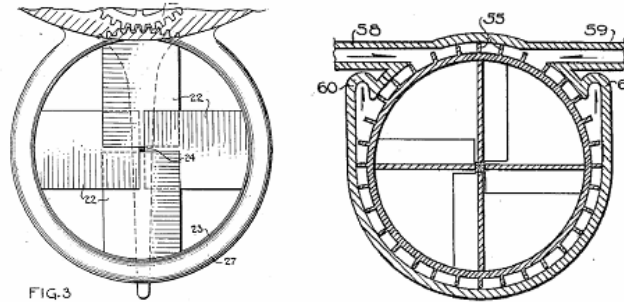


Figure 1.1.2.B : Illustration d'après le brevet n°2085282 de W. Waterval (1937).
L'hélice de gauche est entraînée par des pignons, celle de droite par un système hydraulique.

- L'américain W. Weissmann dépose un brevet [Weis01] en 1939 qui présente une hélice de propulsion dont le principe est similaire à celui décrit par W. Watervall. L'hélice est sans moyeu et placée dans une tuyère. Elle est composée d'un anneau sur lequel viennent se visser des pales indépendantes les unes des autres. L'entraînement de l'hélice est mécanique : le rotor de l'hélice, constituant un engrenage de grand diamètre, est entraîné par un petit engrenage relié à une turbine. Les principaux avantages de cette invention sont, d'après l'auteur, sa simplicité ainsi que son bon rendement du fait de la suppression du moyeu de l'hélice et des perturbations d'écoulement associées.

Note : bien que cela ne soit pas clairement mentionné dans ces brevets, on peut imaginer l'utilisation d'un moteur électrique pour entraîner ces engrenages périphériques ce qui constituerait un entraînement électrique indirect.

- L'américain A. A. Rusteberg dépose un brevet [Rus01] en 1944 inspiré des solutions de Watervall et Weisemann. L'invention porte plutôt sur le principe du bateau accueillant les propulseurs à entraînement circonférentiel mécanique. Le bateau est ainsi constitué d'imposants tubes au lieu de simples tuyères ce qui, d'après l'inventeur, doit permettre une amélioration de son rendement propulsif.

- L'américain J. V. Manis : dépose un brevet [Man01] en 1956 qui traite d'un concept de navire innovant en forme de trimaran et comportant, en son centre, un long tube accueillant des hélices entraînées par leur circonférence au moyen d'un impressionnant jeu d'engrenages. Cette solution permet de réduire le tangage du navire et d'améliorer le rendement des propulseurs.

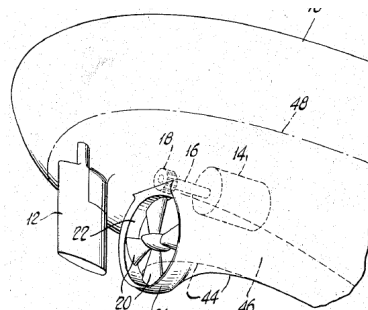


Figure 1.1.2.C : Illustration d'après le brevet n°2745370 de E.R. Weber (1968).
L'axe de l'hélice et du moteur sont décentrées, offrant ainsi plus de souplesse lors de la conception

- L'américain E.R. Weber dépose un brevet [Web01] en 1968 sur un système propulsif similaire à celui proposé par W. Waterval. Il offre des solutions optimisées pour la forme de la coque du navire et le maintien de l'hélice et insiste sur l'intérêt d'une telle solution : les axes de l'hélice et du moteur sont décentrés et offrent ainsi plus

de souplesse au stade de la conception. Par ailleurs, la denture périphérique du rotor constitue un système réducteur très pertinent.

- Les américains J.G. Satterthwaite et al., sur la base des travaux de W. Waterval et E.R. Weber, déposent un brevet [Sat1] en 1970. Ils proposent des innovations portant notamment sur la lubrification des paliers et des engrenages par l'eau de mer afin de réduire les interventions de maintenance sur ces composants.

- Finalement, le français C. Sable, du CERIA, dépose un brevet [Sab01] en 1974 portant sur un système permettant d'entraîner par sa périphérie un propulseur de navire ou de plateforme, ou bien encore une pompe. Comme indiqué en figure 1.1.2.D, l'entraînement est réalisé au moyen de plusieurs moteurs hydrauliques placés à la périphérie du rotor denté. Ce système permet des vitesses de rotation lentes et présente, en outre, l'avantage de pouvoir reporter à distance la pompe hydraulique. D'après C. Sable, ce système peut être destiné à des applications de quelques kilowatts à quelques Mégawatts. Il est important de noter qu'aucun autre dépositaire de brevet ne s'est engagé, avant cela, sur une valeur de puissance.

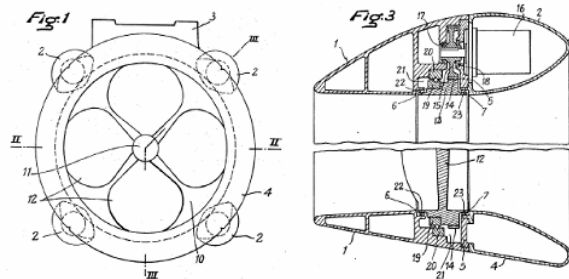


Figure 1.1.2.D : Illustration d'après le brevet n°22704G1 de C.Sable (1974).

L'entraînement est réalisé au moyen de plusieurs moteurs hydrauliques (16) placés à la périphérie du rotor denté

Quel que soit le mode d'entraînement utilisé, il ressort que l'entraînement périphérique d'hélice présente de nombreux avantages : amélioration du rendement propulsif, réduction du bruit, protection de l'hélice, simplicité d'intégration, réduction du volume du moteur d'entraînement. Notons cependant que les technologies de palier sont régulièrement discutées dans ces brevets et l'on pressent que le sujet peut être relativement complexe.

○ Les solutions électriques (années 1940 à 1970)

En parallèle des solutions mécanique et hydraulique qui ont été évoquées, des brevets portant sur des solutions à entraînement électrique direct sont déposés. Avant de présenter ces solutions, voici en premier lieu deux brevets portant sur des applications de pompage.

- L'américain A.R. Pezzillo dépose en 1943 un brevet [Pez01] pour une pompe dont le rotor intègre deux hélices successives permettant la mise sous pression du fluide. Par la suite, en 1951, le suisse E. Lapp dépose un brevet [Lap01] pour une application similaire. Ces machines s'apparentent aux pompes à rotor noyé utilisées aujourd'hui dans les milieux industriels critiques.

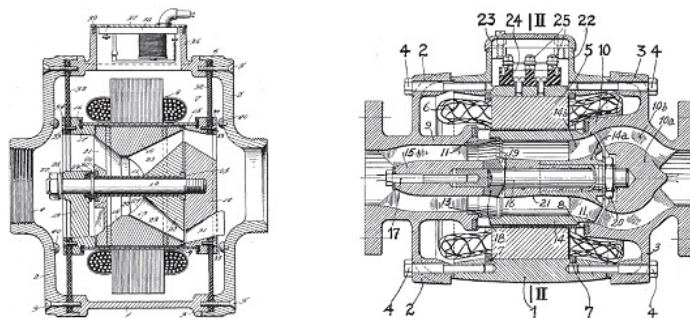


Figure 1.1.2.E : Pompe dont l'hélice est intégrée au rotor. Brevets de A.R. Pezzillo (1943) et E. Lapp (1951)

La machine électrique est de type asynchrone. Le stator est bobiné et isolé du fluide. Un cylindre constitué d'un matériau isolant fait l'interface entre le rotor et le stator. Le rotor est quant à lui maintenu par un moyeu. Les hélices sont ici petites comparativement aux hélices de propulsion qui vont être présentées dans la suite de ce document. Les moteurs conservent de fait des proportions relativement classiques et l'intégration de l'hélice dans le moteur apparaît assez naturelle. Les solutions qui sont présentées ci-dessous pour la propulsion sont globalement plus originales.

- L'américain F.R. Haselton dépose ainsi en 1963 un brevet [Has01] portant sur une hélice extérieure dédiée à la propulsion des sous-marins. Les pales sont montées sur la face extérieure d'un anneau (20 - fig 1.1.2.F) et orientables grâce à un mécanisme innovant. L'anneau constitue également le rotor d'un moteur entraîné par des bobinages (22 - fig 1.1.2.F) alimentés en courant alternatif. Ces bobinages sont immergés. Il n'est cependant pas donné de détail supplémentaire sur la technologie du moteur.

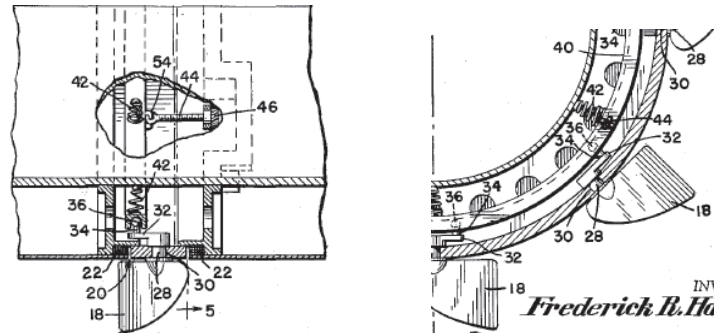


Figure 1.1.2.F : Vues du propulseur de sous-marin présenté dans le brevet n°3101066 de F.R. Haselton (1963).
Le rotor et le stator sont immergés dans l'eau

- Les américains W.V. Smith et al. déposent en 1964 un brevet [Smi01] portant sur un propulseur à entraînement circonférentiel constitué d'une machine asynchrone entraînant une ou plusieurs hélices. Cette machine est utilisée pour la propulsion des navires et sous-marins, ou bien pour le pompage de fluides. Le rotor et le stator de la machine électrique sont recouverts d'une résine époxy - suivant une méthode brevetée - et totalement immergés.

L'immersion des parties actives présente de multiples avantages : courant statorique potentiellement plus élevé, réduction des bruits et suppression de tout joint d'étanchéité. Les paliers sont par ailleurs de nature hydrodynamique, tant dans les sens radial qu'axial. Un mince film d'eau est ainsi formé entre le stator et le rotor lorsque ce dernier est mis en mouvement. Notons que l'épaisseur de l'entrefer mécanique les séparant est comprise entre 1 et 3% du diamètre du rotor. Le maintien du rotor dans le sens axial est également assuré par un film d'eau qui, lors de la rotation du rotor, permet de contrer la poussée de l'hélice. L'eau est par ailleurs purifiée des principales particules avant son entrée dans le moteur par l'effet des forces centrifuges lors de la mise en rotation de l'eau par l'hélice.

Note : la machine électrique présente des proportions assez classiques et les hélices ont des dimensions réduites comparativement au diamètre du moteur. Cette application semble destinée aux propulseurs de type water-jet bien que cela ne soit pas clairement indiqué dans le brevet. La présence de plusieurs hélices combinées à des hélices stationnaires permettant de redresser le flux d'eau semble confirmer ce point.

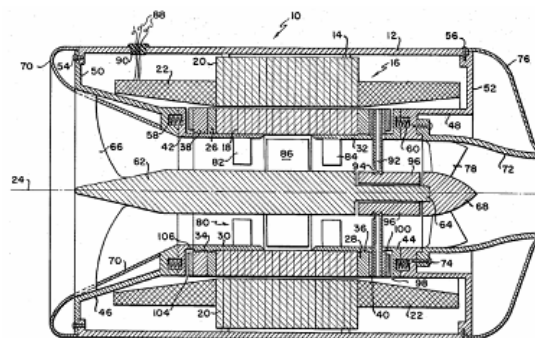
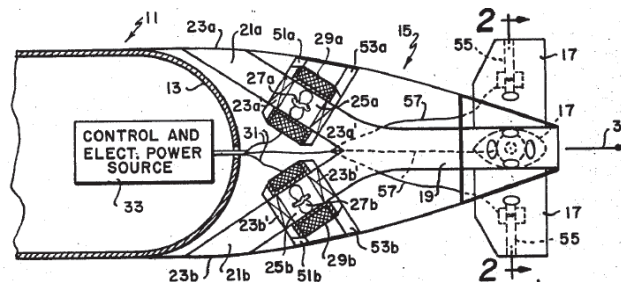


Figure 1.1.2.G : Illustration d'après le brevet n°3143972 de W.V. Smith et al (1964).
Le rotor et le stator sont totalement immergés dans l'eau et les paliers sont de nature hydrodynamique

- En 1965, l'américain G.W. Lehmann dépose un brevet [Leh01] concernant un propulseur water-jet pour des sous-marins. Les hélices sont sans moyeu et placées dans des tubes. Elles sont entraînées par des moteurs électriques périphériques situés dans la coque du sous-marin. Il n'est malheureusement pas donné de détail sur la technologie électrique employée, ni sur les techniques d'étanchéité ou de maintien du rotor.



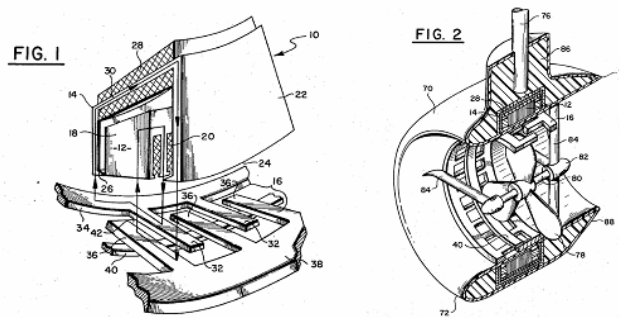


Figure 1.1.2.J : Illustrations d'après le brevet n°3708251 de J.J. Piero (1973).

A quelques exceptions près, les machines électriques présentées jusqu'ici sont essentiellement de nature asynchrone. Elles sont par contre systématiquement sans contact glissant. Les solutions mises en œuvre doivent en effet être simples et robustes. Des contacts électriques glissants supposeraient de disposer d'un système d'étanchéité au rotor d'une grande fiabilité.

Il est un fait que les solutions électriques rivalisent avec les solutions mécaniques ou hydrauliques qui apparaissent globalement assez complexes tant du point de vue de la maintenance que de la fiabilité. En contrepartie, ces dernières ne sont pas limitées en puissance puisque le moyen d'entraînement reste situé dans la coque du navire et peut disposer d'un large volume. Les solutions électriques présentent une structure plus simple mais on peut s'interroger sur leurs niveaux de puissance. Comme nous l'avons souligné au paragraphe 1.1.1, les machines asynchrones à grand entrefer présentent des performances modestes (faible densité de puissance, mauvais facteur de puissance, etc.) alors que le volume alloué à la machine est ici limité par la géométrie de la tuyère. Grâce aux aimants permanents, une nouvelle étape est franchie dans les années 1980.

- **Apparition progressive puis généralisation des machines synchrones à aimants permanents pour l'entraînement des hélices Rim Driven : de 1980 à aujourd'hui.**

Les travaux concernant les machines synchrones à aimants permanents telles que nous les connaissons aujourd'hui débutent réellement dans les années 1980. Au cours de cette période, de nombreux progrès sont faits tant au niveau des aimants à haut densité d'énergie qu'au niveau de l'électronique de puissance et de l'informatique industrielle permettant la mise en œuvre de leur commande.

- Ainsi, en 1982 et 1983, les allemand W. Hars et al. déposent successivement trois brevets [Har01, Har02, Har03] portant sur des propulseurs Rim Driven associés à des machines à aimants permanents. Les concepts abordés sont très généraux et ne donnent pas de détails précis sur les technologies permettant la mise en œuvre des machines. Ces brevets ont néanmoins pour intérêt d'exposer de manière claire et relativement exhaustive les architectures potentielles des systèmes Rim Driven à aimants permanents.

On retrouve ainsi des propulseurs intégrés à la coque du navire ou bien indépendants sous tuyère, le propulseur pouvant alors faire office de gouvernail. L'entrefer est soit immergé, soit rendu étanche au moyen d'un joint de grand diamètre. L'aimantation du rotor peut être radiale ou axiale. Les faces d'interaction rotor/stator peuvent être doublées comme cela est présenté en figure 1.1.2.K. On le comprend, la souplesse d'utilisation offerte par les aimants permanents permet d'envisager de nombreuses structures de machine.

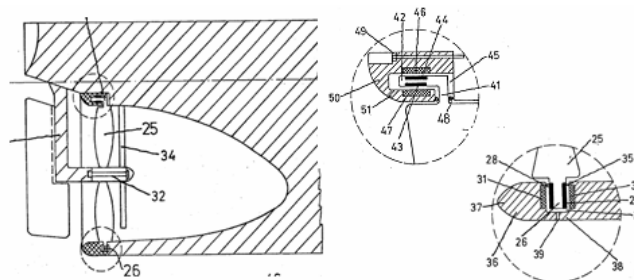


Figure 1.1.2.K : Illustrations d'après le brevet EP124720 de W. Hars (1983). L'aimantation est radiale ou axiale.

- Entre 1989 et 1996, six brevets portant sur les structures Rim Driven dédiées à la propulsion des sous-marins sont déposés pour le compte de la société Westinghouse.

Un premier brevet [Tay01] est déposé par O.S. Taylor. L'inventeur insiste sur les avantages de ces structures : augmentation du rendement et du rapport puissance/encombrement, transferts thermiques améliorés, bruit atténué, fiabilité accrue, mise en œuvre simplifiée et coût réduit. Le descriptif de la partie électrique est très général. Il est indiqué que la machine a un grand nombre de pôles, est alimentée en courant alternatif, peut fournir une poussée variable et présente des densités de puissance élevées. Le rotor est immergé et maintenu par un moyeu.

Par la suite, cinq autres brevets [Ver01 à Ver05] déposés par L. Veronesi et al., apportent des améliorations importantes à ces premiers travaux. Les brevets entrent également plus dans les détails technologiques. Les machines électriques sont synchrones à aimants terre rare Néodyme-Fer-Bore. Le rotor inclut également une cage d'écureuil utilisée pour assister les démarrages et réduire les risques de démagnétisation des aimants par des courants harmoniques. Les machines peuvent être à une hélice entraînée par un moteur, une hélice entraînée par deux moteurs ou encore deux hélices contre rotatives entraînées par deux moteurs indépendants comme représenté en figure 1.1.2.L. Cette dernière solution permet l'utilisation du propulseur en mode dégradé dans le cas de l'avarie d'un des deux moteurs.

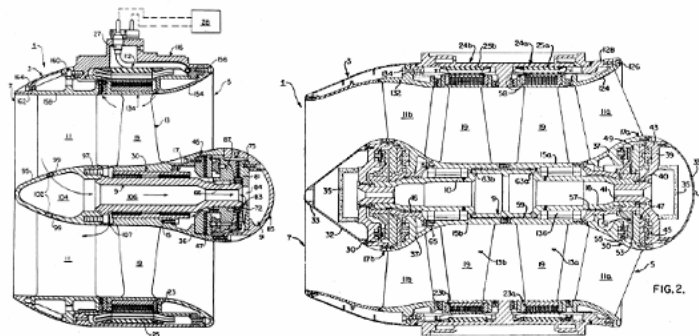


Figure 1.1.2.L : Illustrations d'après le brevet n°5185545 et 5220231 de Veronesi et al. (1993).
La technologie Rim Driven permet l'implantation d'une ou plusieurs hélices.

Des descriptions précises de systèmes de paliers hydrodynamiques radiaux et axiaux performants, lubrifiés et refroidis par l'eau, sont données dans ces brevets. Les auteurs soulignent les deux problématiques principales des machines Rim Driven : d'une part la fiabilité des paliers qui doit être améliorée et, d'autre part, le passage d'eau dans l'entrefer qui peut engendrer des vibrations, des pertes visqueuses ou l'insertion de débris. Pour ce second problème, les auteurs préconisent un entrefer plus épais, ce que permettent les aimants à haute densité d'énergie contrairement aux machines asynchrones : ainsi, dans cet exemple, l'entrefer est doublé par rapport à un entrefer traditionnel. Un autre avantage des machines à aimants concerne les pertes au rotor qui sont réduites. De manière générale, les auteurs annoncent un rendement amélioré de 10% par rapport à une machine asynchrone.

L. Veronesi dépose en 1996 deux autres brevets [Ver06, Ver07] pour des applications destinées aux navires de surface. L'un d'eux concerne un propulseur de type « water-jet » représenté sur la figure 1.1.2.M. Les proportions de la machine électrique sont ici plus conventionnelles étant donné que les rapports diamètre hélice / puissance sont différents des hélices de propulsion classiques.

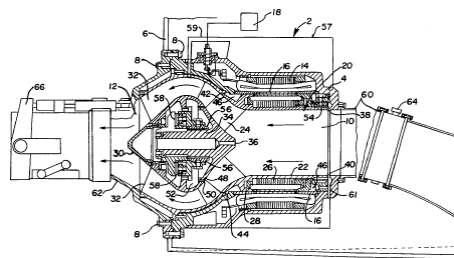


Figure 1.1.2.M : Illustrations d'après le brevet n°5490768 de Veronesi et al. (1996).
Exemple d'un propulseur water-jet Rim Driven. Les proportions de la machine électrique sont plus classiques.

On ne trouve, en réalité, les premières traces de développements et essais de prototypes qu'à partir de 1994.

- Ainsi, en 1994 et 1995, l'institut recherche américain HBOI s'intéresse aux propulseurs à entraînement périphérique dédiés à la propulsion de véhicules d'exploration (de type AUV ou ROV) du fait de leur robustesse et légèreté intrinsèques. Plusieurs rapports d'essais menés sur des prototypes à aimants permanents et sans moyeu ont été publiés. En réalité, les ingénieurs de HBOI s'intéressaient à ce concept depuis la fin des années 1970, mais les technologies des machines électriques annulaires n'étaient pas assez matures à cette époque pour envisager sérieusement un développement.

Deux articles publiés par Holt [Hol01, Hol02] présentent les résultats d'essais menés sur un petit propulseur breveté [Hol03]. Le diamètre d'hélice est de 36.5cm (14 inch) pour une puissance de 735W (1cv) et une vitesse de 400 tours/min. L'hélice est sans moyeu et maintenue par des roulements immergés essentiellement axiaux. Holt considère les forces radiales, provenant en grande partie du poids de l'hélice, comme peu importantes. La machine est à aimantation radiale et alimentée par un onduleur de tension MLI. Les parties actives sont immergées et recouvertes d'une résine époxy. Des essais montrent que l'hélice consomme une puissance de 40% à 80% inférieure aux puissances consommées par des propulseurs conventionnels de même puissance (figure 1.1.2.N). **Il n'est cependant pas détaillé dans quelles proportions chaque élément du propulseur (la machine, l'hélice, la tuyère, etc.) contribue à cette amélioration.**

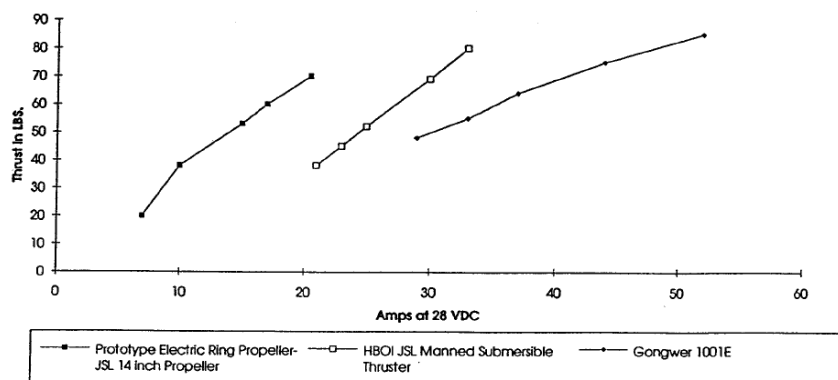
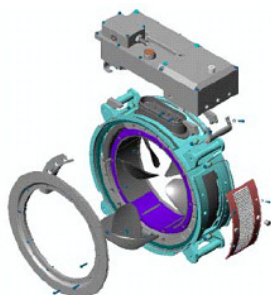


Figure 1.1.2.N : Illustration des consommations électriques (A sous 28V_{DC}) d'après la publication [Hol01] de J.K. Holt (1994). La courbe de gauche est la consommation du propulseur RD. Les deux autres sont celles de propulseurs classiques.

Dans la continuité de ces essais, des investigations sont faites sur une double hélice contre rotative. Les diamètres d'hélice et de tuyère sont respectivement de 44.5 cm et 55 cm. Les deux moteurs sont contrôlés en couple et non en vitesse et, ainsi, les hélices peuvent tourner à des vitesses différentes tout en respectant un partage équitable du courant. Des tests hydrodynamiques montrent l'apparition de vortex au centre de l'hélice qui sont néanmoins sans comparaison avec ceux observés en périphérie des hélices conventionnelles puisque la vitesse ortho radiale de l'eau est assez faible au centre de l'hélice.

Par la suite, la solution brevetée par HBOI a été industrialisée par la société Schilling Robotics (2005) sous la forme d'un propulseur d'une puissance électrique de 11kW. Ses concepteurs vantent, notamment, une fiabilité accrue, un temps d'intervention moyen sur la machine de seulement 30 minutes, un fonctionnement identique dans les deux sens, un rendement supérieur de 40% par rapport à une machine hydraulique.



Diamètre intérieur de la tuyère	30 cm
Masse du système	48 kg
Poussée de l'hélice	204 kg
Vitesse de rotation	1000 tours/min
Couple nominal	68 Nm
Tension d'alimentation	600 VDC
Puissance électrique	11 kW
Profondeur d'utilisation	3000 m

Figure 1.1.2.O : Machine développée par la société Schilling Robotics (2005) à partir de la solution brevetée par HBOI. La machine offre une très bonne fiabilité car une seule pièce est en mouvement.

- Depuis 2000, l'université de Southampton, en partenariat industriel avec la société LTS Technology, étudie, teste et développe des petits propulseurs Tip Driven - autre terme anglo-saxon donné aux technologies à entraînement circonférentiel - pour des propulseurs de type AUV. Il s'agit d'applications similaires à celles étudiées par HBOI mais **une étape supplémentaire est indiscutablement franchie tant les études et rapports sont nombreux et détaillés**. Les publications traitent principalement de deux petits propulseurs de 250 et 50 mm de diamètre développés entre 2000 et 2005 : le rotor est immergé, à aimants permanents et supporté par un moyeu et des paliers lubrifiés par de l'eau. Des travaux plus récents concernent un troisième propulseur présentant un stator sans encoche. Les intervenants sur ce projet sont des spécialistes en hydrodynamique et électromécanique, ce qui nous amène à classer les travaux de la façon suivante :

1- Des travaux sur les performances hydrodynamiques sont réalisés par A.W Hughes [Hug01] et C. Pashias [Pas01] respectivement en 2000 et 2003. A.W. Hughes présente les performances d'un petit propulseur de 250mm de diamètre pouvant fonctionner dans les deux sens. Pour cela, le profil des hélices est choisi symétrique. Concernant le design de la tuyère, l'auteur souligne que **le choix du profil de la tuyère est contraint par les dimensions de la machine électrique**. Le prototype est testé dans un bassin de l'université et la vitesse d'eau est portée à 2.5m/s. La poussée fournie est mesurée sous différentes vitesses de rotation et comparée à celle d'une hélice dont les performances sont connues, à savoir une hélice sous tuyère Kaplan K4-70 / Marin Duct 37. Ainsi, A. W. Hughes constate que la poussée délivrée par le prototype pour un coefficient d'avance nul (conditions dites de Bollard) est environ 20% inférieure à celle du propulseur de référence. Le tracé des coefficients adimensionnels de poussée $K_T(J)$ et couple $K_Q(J)$ en fonction du coefficient d'avance J montrent clairement que le rendement du prototype est moins bon que celui du propulseur de référence. Plusieurs explications sont avancées : le profil symétrique des pales n'est pas optimal en termes de rendement. Par ailleurs, la présence d'eau dans l'entrefer induit des pertes par frottement visqueux. Finalement, l'épaisseur et la longueur non optimisées de la tuyère induisent des pertes de trainée importantes. Dans la continuité de ces résultats, A.W. Hughes propose une méthode de modélisation numérique des performances hydrodynamiques, dite « surface panel method », qui doit faciliter l'optimisation de la géométrie du propulseur. Ces travaux sont complétés par ceux de S.R. Turnock qui valide en 2003 la méthode à partir de résultats expérimentaux. Il étudie notamment les effets d'une variation de l'entrefer mécanique sur les performances du propulseurs : il estime ainsi qu'il est préférable de conserver un ratio entrefer / diamètre de rotor supérieur à 0.5 afin de limiter les frottements visqueux. Le modèle étant validé, C. Pashias propose une démarche d'optimisation pertinente : **les principaux paramètres d'hélice – le pas et la corde – sont choisis en prenant en compte la courbe couple-vitesse du moteur** qui est connue. Sur la figure 1.1.2.P, les auteurs ont superposé les courbes couple-vitesse du moteur électrique et de plusieurs hélices (pour un diamètre d'hélice et une vitesse d'eau donnés). Ainsi, pour une faible valeur de pas P/D , le moteur ne peut délivrer qu'un couple limité car la vitesse de rotation est trop élevée et se situe dans le domaine de « défluxage » du moteur. A l'inverse, pour un pas P/D trop élevé, le rendement et donc la poussée d'hélice au point de fonctionnement n'est pas maximal. L'hélice optimale offrant une poussée maximale peut ainsi être choisie avec pertinence (sur la figure, le pas $P/D=0.85$ est le meilleur choix). Il est à noter que ce raisonnement est valable quel que soit le type de propulseur.

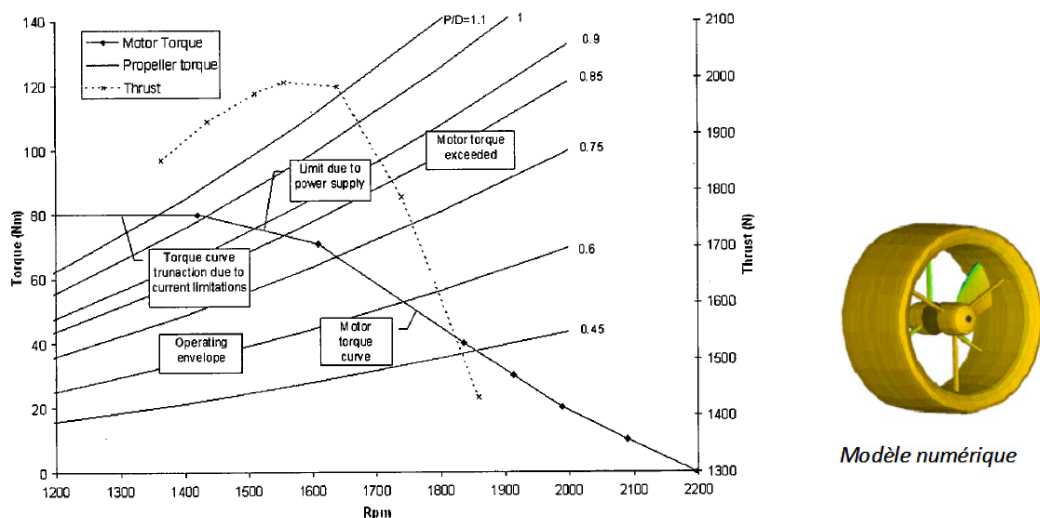


Figure 1.1.2.P : Modélisation et optimisation de l'hélice proposée par C. Pashias (2003)
La courbe de fonctionnement Couple (Vitesse) du moteur électrique est ici prise en compte

2- En parallèle de ces travaux, l'équipe de S.M. Abu Sharkh étudie les caractéristiques électromagnétiques du moteur qui doit être inséré dans la tuyère et couplé à l'hélice. Dans la référence [Sha01] publiée en 2000, Abu Sharkh rappelle que la technologie à entraînement périphérique est choisie car elle combine fiabilité et légèreté comparativement à des solutions plus conventionnelles. Les solutions électriques conventionnelles sont plus lourdes, le couple électromagnétique évoluant en effet en D^2L . Les solutions hydrauliques sont moins fiables et présentent un MTBF cinq fois plus faible qu'une solution électrique. Par ailleurs, Abu Sharkh insiste sur le fait que le design doit être abordé sous une approche pluri disciplinaire. Ainsi, **le pas optimal de l'hélice est choisi de sorte que le rendement global du système soit maximum** : il est un fait que cette démarche originale n'apparaît pas de façon aussi explicite dans les autres références traitant de ce sujet. Les principales caractéristiques du propulseur sont données dans le tableau ci-dessous qui révèle des dimensions originales.

Tableau 1.1.2.A : Caractéristiques du propulseur de 250 mm d'après la publication de S.A. Sharkh (2000)

HELICE ET TUYERE		MACHINE ELECTRIQUE	
Diamètre d'hélice	250 mm	Puissance électrique	5.5 kW
Diamètre extérieur de tuyère	322 mm	Rendement du moteur	88 %
Poussée	~1000 N	Entrefer	6mm (donc $e/D=2.4\%$)
Vitesse d'eau	0 à 2.5 m/s	Longueur du moteur	55mm
Vitesse de rotation	1500 tours/min	Masse moteur / propulseur	5.3 kg / 15 kg

L'épaisseur d'entrefer est anormalement élevée ce qui risque de diminuer l'inductance du moteur et imposer des contraintes sur la fréquence MLI du convertisseur. Par ailleurs, **la longueur est très courte ce qui impose l'utilisation de modèles numériques 3D par éléments finis**.

La référence [Sha02] publiée en 2003 donne des détails complémentaires sur la stratégie de conception électrique. Le nombre de pôles doit être suffisant pour que la machine puisse être insérée dans une tuyère de faible épaisseur. Par la même occasion, les longueurs des têtes de bobine seront également réduites. Quant à la longueur active, elle peut être très réduite étant donné le grand diamètre de la machine. Selon les auteurs, les pertes Joule sont ici prédominantes – les culasses et dents étant ici très fines – et la réduction des longueurs de bobinage permettra d'obtenir un bon rendement électromagnétique. Abu Sharkh insiste à nouveau sur **l'importance d'une approche couplée** du problème de dimensionnement et met en évidence un exemple pertinent illustré par la figure 1.1.2.Q. Pour une poussée et un diamètre donnés, on peut limiter le couple, et donc les pertes Joule, en réduisant le pas de l'hélice ce qui, en contre partie, augmente la vitesse de rotation et donc les pertes visqueuses dans l'entrefer. Le choix du système optimal résultera d'un compromis entre ces différents phénomènes.

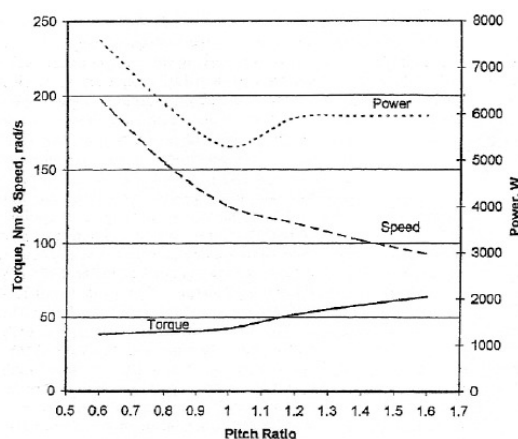
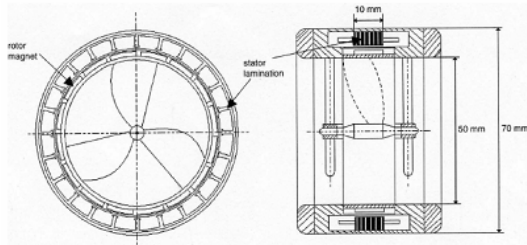


Figure 1.1.2.Q : Effet du pas d'hélice sur son couple, sa vitesse de rotation et sa puissance.
L'hélice, de type K4-70 / tuyère 19A a un diamètre de 300mm et produit une poussée de 1800N.

Ainsi, sur la base d'un processus itératif faisant intervenir des modèles électromagnétique, électrique, hydrodynamique et thermique, de nature analytique ou numérique, Abu Sharkh et ses collègues ont pu déduire une solution pertinente en termes de rendement et répondant à des contraintes de nature diverse : contraintes de fabrication, de coût, etc.

En 2004, Abu Sharkh publie des travaux sur un second prototype [Sha03], d'un diamètre de 50mm et une puissance de 300W / 5000 tours/min, destiné à la propulsion des petits AUV. Les contraintes dimensionnelles sont très fortes puisque l'épaisseur de tuyère est de 10mm seulement. La machine a donc un nombre élevé de

pôles. Abu Sharkh décrit la méthode analytique utilisée pour le calcul du champ dans l'entrefer : elle se fait à partir d'une résolution classique des équations de Laplace et Poisson pour le potentiel magnétique scalaire en coordonnées polaires. Ces calculs analytiques sont appuyés par des simulations par éléments finis 2D. Les ondes de F.E.M. et courants sont ainsi déduites, ainsi qu'une estimation des pertes et du rendement. Ces valeurs sont comparées à des relevés expérimentaux qui mettent en évidence une surestimation de la F.E.M. qui, selon l'auteur, est due à l'importance des fuites magnétiques d'extrémité du fait d'une longueur axiale très courte. **Il s'agit d'une spécificité des machines à entraînement circonférentiel.**



Diamètre d'hélice / tuyère	50 mm / 70 mm
Puissance électrique	300 W
Vitesse de rotation	5000 tours/min
Poussée	25 N
Rendement du moteur	80 %
Nombre de poles / encoches	16 / 24
Epaisseur des aimants ($\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$)	1.5 mm
Longueur axiale	10 mm

Figure 1.1.2.R : Prototype de petite puissance développé par Abu Sharkh (2003)

A partir de 2006, Abu Sharkh et S.H. Lai développent une machine équivalente sans encoche [Lai01] dans le but de simplifier le processus de fabrication du stator. Par soucis de lisibilité, nous ne décrivons pas ces travaux et renvoyons le lecteur aux références bibliographique mentionnées.

- Entre 2000 et 2005, la société Electric Boat (EB) s'intéresse elle aussi aux propulseurs Rim Driven. A la différence de travaux de HBOI ou de l'université de Southampton, EB se focalise sur des propulseurs puissants dédiés à la propulsion des gros navires. **Ces travaux sont proches de ceux réalisés par Westinghouse mais une étape supplémentaire est franchie puisque des prototypes sont développés et testés.**

Notons en premier lieu le brevet déposé par M.D. Smith en 2000 qui décrit une technologie pour l'isolation des parties actives d'une machine immergée. Le rotor et le stator sont enveloppés d'un matériau composite et les espaces comblés par un matériau plastique. Aucune perte fer ne peut ainsi être induite dans ces matériaux contrairement à des enveloppes métalliques.

En 2002 et 2003, M. Lea [Lea01] et B.V. Blarcom [Bla01] publient des travaux sur un propulseur RD à aimants permanents développé, testé et breveté par EB [VDi01]. La technologie est à entrefer immergé, le rotor est maintenu par un moyeu et les paliers sont lubrifiés par l'eau de mer. Les auteurs décrivent les nombreux avantages de ce propulseur par rapport à son concurrent le plus direct qu'est le propulseur POD. B.V. Blarcom explique qu'il est possible d'avoir plus de couple en extrémité d'hélice afin de diminuer sa vitesse de rotation et ainsi réduire les risques de cavitation. Il insiste également sur **l'approche couplée du problème de dimensionnement** : l'hélice et le moteur dictent en effet le diamètre et l'épaisseur de la tuyère qui, en contre partie, impose de conserver des dimensions raisonnables afin de limiter les forces de traînée.

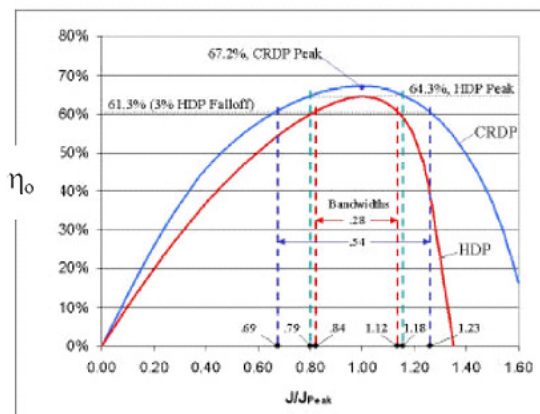


Figure 1.1.2.S : Courbes de rendement et vue 3D issues de la publication de B. Van Blarcom (2002)
Les rendements en eau libre des propulseurs Rim Driven (CRDP) et POD (HDP) sont comparées.

Les résultats d'essais hydrodynamiques menés en bassin d'essais des carènes sur un petit prototype - échelle réduite au 1/25^{ème} d'un propulseur RD de 18MW - sont présentés. Ses performances sont comparées à celles d'un propulseur POD de puissance et taille équivalentes : l'extremum du rendement hydrodynamique en eau libre est ainsi amélioré de 4.5% comme représenté en figure 1.1.2.S. De plus, la courbe d'évolution du rendement en fonction du coefficient d'avance relatif est plus plate : le propulseur conserve ainsi de bonnes performances de part et d'autre de son point de fonctionnement nominal. En considérant l'exemple d'un navire de croisière, B. Van Blarcom démontre que les gains énergétiques annuels sont potentiellement considérables. Enfin, des tests menés en tunnel de cavitation, sous plusieurs angles d'incidence et vitesses, montrent que la structure ne subira pas d'érosion de cavitation en fonctionnement normal. La pression sur la coque est également réduite. Dans la continuité de ces résultats, B. Van Blarcom déduit les performances attendues sur le propulseur à l'échelle 1/1 et les compare à celles de propulseurs POD classiques (voir Tableau 1.1.2.B ci-dessous). Ainsi, à la vitesse de 25.5 nœuds, un propulseur POD performant consomme environ 20MW contre 18.7MW estimés pour le propulseur RD, soit une amélioration du rendement hydrodynamique de presque 7%. Notons que l'auteur fait ici abstraction de toute considération électrique. Le rendement électromagnétique est abordé en second lieu mais en réalité, l'auteur insiste surtout sur l'intérêt d'utiliser un rotor à aimants plutôt que bobiné. Ainsi, *pour une technologie de machine électrique donnée, l'intérêt d'un propulseur RD par rapport à un POD n'est pas abordé du point de vue de l'électromagnétique.*

Tableau 1.1.2.B : Comparaison de propulseurs POD et RD d'après la publication de B.V. Blarcom (2002)

	POD	RD
Couple	~1250 kN.m	~1918 kN.m
Longueur	11.15 m	3.90 m
Diamètre d'hélice	5.75 m	4.9 m
Diamètre de la tuyère	N/A	5.85 m
Puissance nominale	~20 MW	18.5 MW
Diamètre du moyeu	2.90 m	1.46 m

La vue 3D de la figure 1.1.2.S permet de comparer les dimensions d'un propulseur RD de 18.5MW à celles d'un propulseur POD de 20MW. La longueur du premier est de 3.90m contre plus de 11m pour le second, d'où un gain sur la masse, des coûts réduits, une meilleure manœuvrabilité et des possibilités architecturales élargies. Bien que cela ne soit pas expliqué par l'auteur, **cette réduction de volume semble fortement liée à la réduction de la taille de la machine électrique.** Ajoutons à cela le fait que, le rotor et l'entrefer étant immergés, le refroidissement de la machine est amélioré ce qui permet de se passer d'un système de refroidissement encombrant et onéreux. Des calculs complémentaires de J. Richards permettent d'imaginer des propulseurs RD d'environ 50MW qui, potentiellement, ne seraient pas plus volumineux que des propulseurs POD de 20MW. Il explique cependant que des études complémentaires doivent être menées afin de confirmer la faisabilité de tels propulseurs.

En parallèle de ces travaux d'ordre essentiellement hydrodynamique et mécanique, D.M. Kane décrit en 2002 les performances générales des machines électriques à aimants développées par EB [Kan01]. Ce descriptif reste néanmoins très superficiel et il est assez difficile de cerner les éléments clefs du design électrique des systèmes RD.

En 2003, C.M. Waaler et M.A. Quadrini présentent, sous une approche pluri disciplinaire, les résultats d'une campagne d'essais menée sur un second propulseur Rim Driven dont les caractéristiques et performances sont données ci-dessous [Waa01]. En réalité, ces données ne sont que des estimations déduites d'essais réalisés sur un modèle réduit à l'échelle 1/4.

Tableau 1.1.2.C : Principales caractéristiques du propulseur RD décrit par C.M. Waaler et M.A. Quadrini (2003)

HELICE ET TUYERE

Diamètre extérieur de tuyère	1.83 m
Poussée de l'hélice	75.8 kN
Couple	45.2 kN.m
Vitesse d'eau	24.6 nœuds
Vitesse de rotation	307 tours/min

MACHINE ELECTRIQUE

Puissance électrique	1450 kW
Rendement du moteur	97.7 %
Tension d'alimentation	3300 Vac
Fréquence électrique	97.5 Hz
Nombre de poles	36

Les auteurs précisent que la machine électrique est choisie de façon à être intégrée dans la tuyère. Selon notre interprétation, **le processus est ici séquentiel** puisque des paramètres d'ordre hydrodynamique sont figés alors que d'autres, d'ordre électromagnétique, ne le sont pas encore. Le design du moteur électrique est réalisé par itérations à partir de calculs analytiques complétés par des calculs numériques par éléments finis 2D et 3D. Sur la base des résultats d'essais, les auteurs estiment la précision des calculs à environ 2%.

Finalement, P.V. Dine décrit en 2003, sous une approche pluri disciplinaire, le retour d'expérience obtenu suite la conception d'un troisième propulseur RD à aimants [VDi02]. Le rotor et le stator sont entourés de couches protectrices en matériau composite. Les paliers sont lubrifiés par de l'huile. Les principales caractéristiques de la machine électrique sont données ci-dessous (fig. 1.1.2.T). Le rendement électrique est de 98.2% lorsque les couches protectrices recouvrant le rotor et le stator sont en matériau composite. Il descend à 92.3% si un matériau métallique, siège de pertes par courant de Foucault, est utilisé à la place.

Puissance électrique	99kW
Vitesse de rotation	500 tours/min
Nombre de poles	24
Nombre d'encoches	124
Nombre de phases	6
Distance surfaces d'aimants / alésage stator	11mm
Tension d'alimentation	428 V
Fréquence électrique	75Hz
Rendement électrique	98.2 %

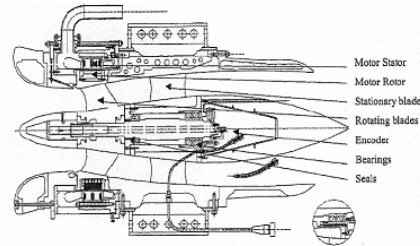
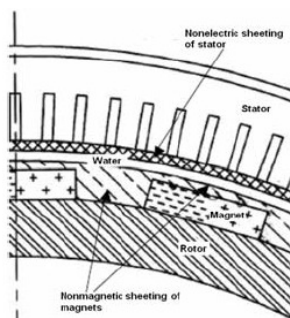


Figure 1.1.2.T : Caractéristiques du propulseur Rim Driven décrit par P. Van Dine (2003)

Notons que ce propulseur présente un moyeu et une tuyère de tailles imposantes comparativement aux dimensions de l'hélice et de la machine électrique qui semblent très modestes. On peut s'interroger sur les pertes hydrodynamiques qu'elles risquent d'engendrer.

Dans la continuité de ces travaux à fort contenu académique, les années 2000 vont se révéler propices au développement et à la commercialisation de solutions à entraînement périphérique de petite puissance (moins de 1MW) par des sociétés privées convaincues des atouts offerts par ces technologies.

- En 2004, Ø. Krøvel, de l'université norvégienne NTNU, publie des travaux sur un prototype de propulseur Rim Driven à aimants permanents de 100kW [Kro01]. Ces travaux sont réalisés en partenariat avec les sociétés Smartmotor et Norpropeller. L'approche est ici purement électrotechnique puisque l'auteur précise que le diamètre, **le couple et la vitesse de rotation de la machine sont imposés par l'hélice sur la base de considérations d'ordre hydrodynamique**. Par ailleurs, c'est la tuyère qui impose des contraintes dimensionnelles au moteur.



Diamètre d'hélice	600 mm
Puissance électrique	100 kW
Vitesse de rotation	700 tours/min
Tension et courant d'alimentation	400 V / 150A
Nombre de poles / encoches	22 / 72
Fréquence électrique	128 Hz
Longueur active	15 mm
Epaisseur de culasse / épaisseur des aimants	15 mm / 15 mm
Epaisseur d'entrefer magnétique	10 mm
Profondeur des encoches	30 mm
Rendement théorique / mesuré	97% / 93%

Figure 1.1.2.U : Principales caractéristiques du propulseur Rim Driven décrit par Ø. Krøvel (2004)

La coupe 2D de la figure 1.1.2.U permet de visualiser les différents éléments de la machine : l'entrefer est immergé et de fines couches de fibre de verre / résine époxy recouvrent les aimants NdFeB du rotor afin de les protéger de la corrosion. L'épaisseur d'entrefer magnétique qui en résulte est de fait relativement importante : $e_{\mu} = 10\text{mm}$ soit $e_{\mu} / D_{\text{hélice}} \approx 1.7\%$. Le tableau de la figure 1.1.2.U résume les principales caractéristiques du moteur. Le nombre de pôles est suffisamment élevé pour que la machine puisse être insérée dans la tuyère, tout en limitant la fréquence électrique à une valeur raisonnable, c'est à dire 128Hz. Par ailleurs, afin de diminuer les niveaux de bruit générés par le couple de détente et optimiser les longueurs

des têtes de bobine, le bobinage est choisi fractionnaire à 2 couches et 1.09 encoche / pôle / phase. Le champ d'entrefer généré par les aimants et les bobinages est calculé numériquement. La F.E.M et l'inductance de la machine sont ainsi déduites. La résistance des enroulements est calculée analytiquement avec soin de façon à estimer les pertes Joule le plus justement possible. Les pertes fer sont calculées suivant des formulations classiques fournies par les fabricants de tôles magnétiques. Dans la continuité de ces travaux théoriques, des essais sont menés sur la machine qui révèle une température très modeste de 40°C dans le Cuivre en régime nominal, l'eau circulant dans l'entrefer semblant contribuer à ces bonnes performances thermiques. En revanche, le rendement mesuré est de 93%, soit 4% de moins que celui prévu par la théorie. D'après Ø. Krøvel, l'estimation des pertes tant mécaniques qu'électriques reste à affiner.

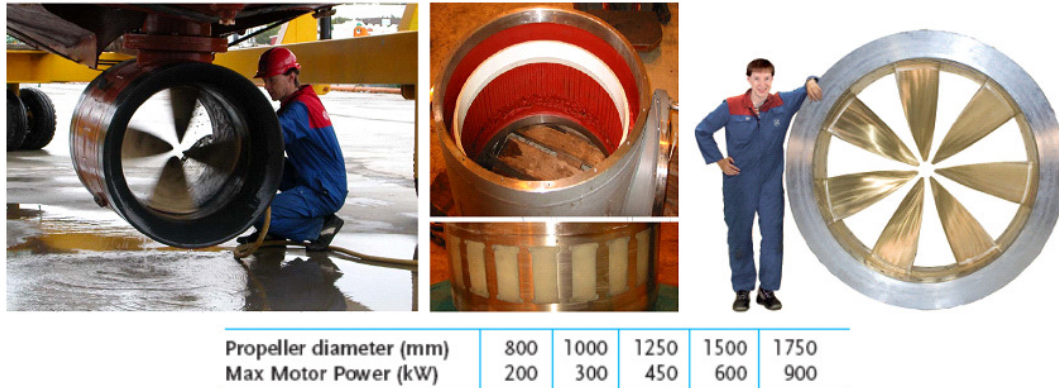


Figure 1.1.2.V : Propulseur Rim Driven développé par Brunvoll / Norpropeller (d'après plaquettes commerciales)

Dans cet exemple, le centre de l'hélice est ouvert et sans moyeu

Ø. Krøvel publie en 2006 des travaux complémentaires sur les performances thermiques de la machine [Kro02]. Les pertes Joule sont évaluées finement par une prise en compte précise de la géométrie des bobinages et des épaisseurs de peau. Concernant les pertes fer, des calculs numériques sont menés afin d'estimer précisément les niveaux d'induction générés par les aimants dans le stator : l'auteur précise qu'il est possible de négliger la contribution des bobinages étant donné la faible valeur d'inductance trouvée. Concernant le calcul des températures, elle se fait classiquement grâce à un réseau nodal 2D qui est résolu de la même façon qu'un circuit électrique. Les échanges convectifs entre la face externe du stator et l'eau de mer sont pris en compte. Par contre, les échanges convectifs avec l'eau située dans l'entrefer sont négligés car les couches de résine recouvrant le stator sont considérées totalement isolantes. Il ressort de ce modèle que la principale barrière thermique se situe au niveau de l'isolant des bobinages. Par contre, les effets convectifs sont très bons, et ce quelle que soit la vitesse du navire. Les valeurs théoriques sont comparées à celle de relevés expérimentaux : l'auteur estime que la corrélation théorie / expérimental est relativement bonne.

Sur la base de ces travaux, la société norvégienne Brunvoll développe, au cours des années 2000, des propulseurs à aimants permanents et vitesse variable de plus forte puissance. A ce titre, elle dépose un brevet portant sur des paliers innovants combinant à la fois des effets hydrodynamique et électromagnétique. Dans ses plaquettes commerciales, Brunvoll vente les nombreux atouts de la solution Rim Driven : un très bon rendement électrique, une hélice sans moyeu qui ne perturbe pas l'écoulement de l'eau, un système sans joint d'étanchéité, une tuyère permettant une réduction des bruits et vibrations en mode azimutal, la réduction des bruits en extrémités des pales, etc.

- La société Rolls-Royce, en partenariat avec l'entreprise norvégienne Smartmotor, participe également au développement des propulseurs Rim Driven à partir de 2005. Sa première application commerciale concerne le propulseur d'étrave d'un navire destiné à des opérations pétrolières en Méditerranée : sa puissance est de 800 kW. Il est néanmoins difficile d'en savoir plus sur les performances du propulseur.

Plus récemment, l'université de Manchester et Rolls Royce ont mené conjointement des travaux de recherche sur un propulseur Rim Driven où le rotor, à aimants permanents, intégrerait des barres en surface. Ce dispositif permettrait de simplifier l'alimentation du moteur et, selon P.M. Tuohy, d'envisager des solutions sans onduleur qui seraient directement connectées au réseau de bord du navire.



Figure 1.1.2.W : Le navire olympic octopus équipé d'un propulseur d'étrave Rim Driven conçu par Rolls-Royce (2006)

- La société hollandaise Van der Velden commercialise également depuis 2005 des propulseurs de moyenne puissance dédiés à la propulsion d'étrave ou principale de navires légers. La technologie proposée, dénommée « EPS thruster », a été primée et reconnue pour son design novateur : compacité, légèreté et facilité de maintenance. Les gammes de puissance proposées vont de 75 à 295 kW pour des diamètres d'hélice / tuyère compris entre 650 / 900 et 1050 / 1390 mm et une masse comprise entre 300 et 900kg.

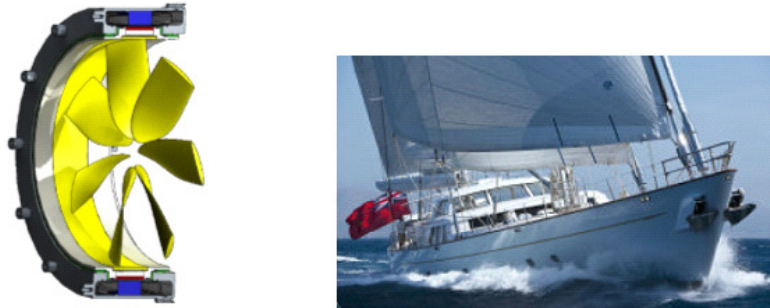


Figure 1.1.2.X : Le voilier Ethereal équipé d'un propulseur rétractable RD conçu par Van der Velden (2008)

- Le dernier acteur connu à ce jour dans le domaine des propulseurs Rim Driven de moyenne puissance est la société Voith Hydro en partenariat avec la société AIR. Les puissances des propulseurs peuvent atteindre 100kW. Ces systèmes sont dédiés à la propulsion d'étrave ou principale de navires légers. Le tableau ci-dessous donne un aperçu des principales caractéristiques des produits développés.

Tableau 1.1.2.D : Principales caractéristiques des propulseurs RD développés par Voith Hydro (2009)

Unit- size	ILT 240-4	ILT 240-20	ILT 380-10	ILT380-50	ILT 550-20	ILT 550-100
Inner/ tube Ø [mm]	240	240	380	380	550	550
Power * [kW]	4	20	10	50	20	100
Rev. [1/min]	610	1044	897	1534	610	1044
max.thrust [kN]	1,14	3,33	2,85	8,34	5,80	16,95
Outer Ø [mm]	450	450	525	525	800	800
Width [mm]	180	350	165	280	200	350

* variations are possible

subject to change without notice



Figure 1.1.2.Y : Exemple d'un bateau, le Barleaus - Blue Boat Company, équipé de propulseurs RD développés par Voith Hydro.

1.1.3 Conclusion

L'idée d'entraîner une hélice propulsive par sa périphérie est ancienne mais il a fallu attendre les années 1980, et l'émergence des aimants permanents et l'électronique de puissance associée, pour qu'apparaissent des prototypes fiables et performants.

Ainsi, en réponse à notre interrogation du paragraphe 1.1.1 concernant la pertinence des propulseurs RD, les nombreux travaux de R&D menés sur le sujet tendent à montrer la pertinence et la faisabilité de cette solution. Les technologies basées sur des MAS sont envisageables mais les MSAP ont été préférées dès que les aimants à haute densité d'énergie sont devenus disponibles. Les MSRB sont difficilement envisageables du fait de fortes contraintes d'intégration : à notre sens, c'est une raison pour laquelle, les structures RD n'ont pas connu un développement équivalent à celui des propulseurs POD électriques conventionnels. Les MSAP sont par contre appréciées pour leur compacité et leur souplesse d'intégration qui leur permet d'être logées dans de fines tuyères. Des propulseurs de très faible puissance (300W) ont ainsi été réalisés bien que leurs concepteurs aient tout de même été confrontés à des difficultés d'intégration dans les tuyères. A l'opposé, des propulseurs de très forte puissance (50MW) sont envisagés : les auteurs démontrent que ces solutions seront beaucoup plus compactes que des propulseurs POD électriques traditionnels.

Par ailleurs, un certain nombre de concepteurs souligne les bonnes performances thermiques des machines du fait de la présence d'eau de part et d'autre de l'entrefer.

Autre point important, le rendement global des systèmes propulsifs RD est considéré meilleur que celui de propulseurs plus conventionnels. Il est cependant délicat d'estimer la contribution de la machine électrique à cette amélioration. Les rendements électromagnétiques affichés sont variables entre 80% et un peu plus de 98%, ces valeurs ayant tendance à s'améliorer pour les fortes puissances comme l'illustre la figure 1.1.3.A ci-dessous qui a été élaborée à partir de quelques données disponibles dans les publications.

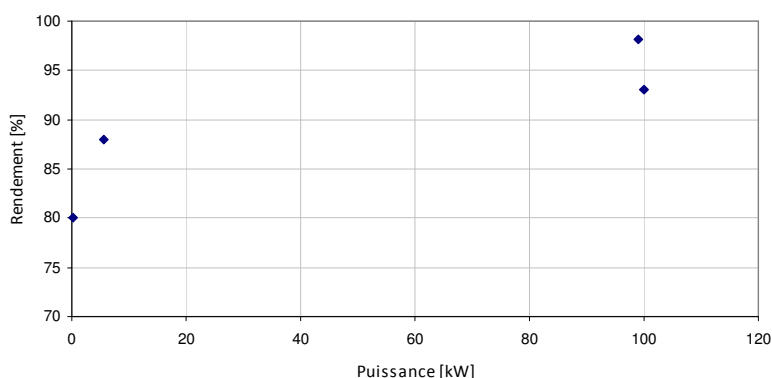


Figure 1.1.3.A : Evolution du rendement EM en fonction de la puissance EM des propulseurs RD.

Tableau réalisé à partir de données expérimentales disponibles dans les références [Sha01], [Sha03], [VDi02] et [Kro01].

En complément, le tableau ci-dessous donne un résumé des principales difficultés soulignées par les concepteurs dans leurs publications. Il est cependant difficile de cerner avec exactitude leur réelle ampleur.

Tableau 1.1.3.A : Résumé des principales difficultés soulignées par les concepteurs de structures RD

Petite à moyenne puissance	Forte à très forte puissance
- Frottements visqueux dans l'entrefer. - Inductance faible : contraintes sur la fréquence MLI. - Modélisation 3D nécessaire. - Contrainte d'encombrement radial fortes, rendements électriques moyens et difficultés d'usinage pour des petites puissances.	- Eau dans l'entrefer entraînant vibrations, couple visqueux et présence de débris. - Fiabilité des paliers à améliorer.

Concernant les technologies les plus récentes, le tableau ci-dessous donne un résumé des choix de conception faits par les différents concepteurs. Notons qu'il ne s'agit que de tendances. Nous séparons volontairement les petites et moyennes puissances des fortes et très fortes puissances.

Tableau 1.1.3.B : Résumé des principaux choix de conception retenus par les concepteurs de structures RD

	Petite à moyenne puissance	Forte à très forte puissance
Type de machine	MSAP	MSAP
Entrefer	Immergé	Immergé
Présence d'un moyeu	Non	Oui
Palier	Hydrodynamique / électromagnétique ou mécanique	Mécanique
Lubrification	Eau de mer	Eau de mer / Huile
Insertion d'une 2 ^{nde} hélice	Possible	Possible

Le développement à grande échelle n'est pas encore atteint et cette technologie semble manquer de maturité pour s'imposer comme concurrente sérieuse des solutions plus traditionnelles, notamment dans le domaine des moyennes puissances (quelques MW), fortes et très fortes puissances (10 MW et plus).

Afin d'anticiper ce développement, il nous semble important d'avoir entre les mains une modélisation la plus pertinente possible de ces propulseurs qui soit adaptée à une approche d'optimisation systématique. Par pertinence, nous entendons bien sûr un bon équilibre entre précision et simplicité, mais pas uniquement. En effet, les recherches académiques se sont attachées à étudier ce sujet sous ses différentes facettes, tant du point de vue des performances hydrodynamique que mécanique, électromagnétique ou thermique. Cependant, à l'exception de quelques travaux, une modélisation multi-physique de ces systèmes a rarement été mise en avant. Pourtant, les auteurs ont à plusieurs reprises souligné le fait que le choix de certains paramètres peut dépendre de plusieurs phénomènes physiques parfois antagonistes. Ainsi, une augmentation de la vitesse de rotation est-elle autant bénéfique à l'hélice qu'à la machine électrique? Un entrefer épais réduit les effets visqueux mais est-il préjudiciable aux bonnes performances de la machine électrique? Faut-il augmenter ou diminuer le diamètre d'hélice, qui est également le diamètre interne du rotor électrique? On peut être tenté d'aborder séparément ces domaines, en considérant les résultats obtenus par un domaine comme le point de départ d'un autre. Cependant, il est probable qu'en abordant ces domaines conjointement, on parviendra à la « bonne solution » plus rapidement.

Dans la continuité de ces réflexions, un modèle analytique adapté aux propulseurs RD et basé sur une approche multi-physique, notamment hydrodynamique et électromagnétique, sera proposé. Cette modélisation se verra la plus juste possible, tant au niveau de sa précision que des phénomènes physiques qui sont considérés.

1.2 Ensembles hélice / machine électrique dédiés à la génération d'électricité

1.2.1 L'énergie de l'eau : généralités

L'énergie de l'eau au sens large est classiquement subdivisée en deux catégories : d'une part l'énergie des cours d'eau et, d'autre part, l'énergie des océans. La conversion de l'énergie des cours d'eau en électricité trouve ses premières applications au cours du 19^{ème} siècle. Elle est aujourd'hui bien maîtrisée et représente une part non négligeable de la production électrique de la planète. Nous rappelons de manière synthétique, dans une première partie de ce paragraphe, les caractéristiques de cette première ressource énergétique.

La maîtrise de l'énergie des océans n'en est pas au même stade de maturité : paradoxalement, on estime que les océans pourraient fournir une proportion considérable des besoins en énergie de l'espèce humaine. Nous décrivons dans une seconde partie les caractéristiques de cette seconde ressource qui, nous le verrons, se présente sous des formes très variées.

1.2.1.1 Energie des cours d'eau : l'hydroélectricité traditionnelle.

L'hydroélectricité des cours d'eau représente environ 20% des capacités électriques mondiales. Elle est un des plus anciens moyens de production d'électricité puisque les premiers ouvrages recensés datent de la première moitié du 19^{ème} siècle [Lho01]. En 2005, elle constituait environ 16% de la production électrique mondiale, comme le montre le graphique ci-dessous (fig 1.2.1.A), soit plus de 85% de l'électricité d'origine renouvelable.

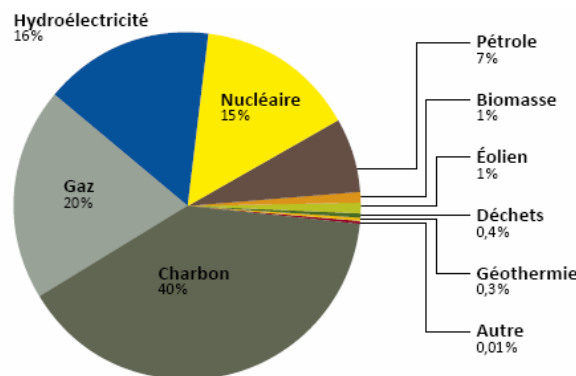


Figure 1.2.1.A : Répartition de la production électrique mondiale en 2005 [Ser01], Source AIE.

Son importance au niveau national varie considérablement d'un pays à l'autre puisque l'hydroélectricité représente environ 98% de la production électrique en Norvège. Il existe par ailleurs des écarts de développement des infrastructures entre les pays traditionnellement industrialisés et les autres « en cours de développement ». Ainsi, on estimait en 2007 qu'entre 70 et 80% du potentiel de la grande hydroélectricité étaient déjà exploités en France [Met01], beaucoup de ces installations ayant été développées au cours de la première moitié du 20^{ème} siècle. A l'inverse, la Chine voit actuellement sa production hydroélectrique augmenter d'environ 10% par chaque année [Ser01].

A- La grande hydroélectricité

La grande hydraulique concerne les ouvrages dont la puissance est généralement supérieure à 10MW. Elle est généralement caractérisée par des ouvrages de génie civil très importants. Comme le décrit exhaustivement la référence [Jau01], les aménagements sont sous forme de dérivations, de retenues ou bien souvent d'un mixte des deux. Ils sont en fait d'une grande diversité et dépendent des conditions géologiques locales. On distingue alors les usines à réservoir ou de lac qui sont associées à des barrages permettant l'accumulation de grandes quantités d'eau, les usines à écluses permettant la retenue de quantités d'eau plus modestes et enfin les usines au fil de l'eau qui ont une hauteur de chute et une capacité d'accumulation faibles. A cette liste, nous devons ajouter les Stations de Transfert d'Énergie par Pompage qui permettent le stockage d'eau aux heures creuses. On retiendra que la puissance électrique en sortie de turbine, de rendement global $\eta_{hydro/elec}$, s'écrit

$$P_{elec} = (g \rho_{eau} Q h) \times \eta_{hydro/elec} \quad (1.12)$$

où g représente l'accélération due à la pesanteur ($9.81\text{m}^2/\text{s}$), ρ_{eau} est la densité de l'eau, Q et h respectivement le débit (m^3/s) et la hauteur (m) de la chute. Il existe donc une différence de niveau h entre l'arrivée de l'eau et sa sortie : une énergie potentielle est ainsi mise en jeu.

Les quantités d'eau stockées étant variables d'une installation à l'autre, chaque type d'usine jouera un rôle spécifique dans la gestion de la puissance sur un réseau électrique. La grande hydroélectricité est ainsi appréciée car elle constitue une variable d'ajustement pertinente qui permet d'assurer l'équilibre producteur / consommateur sur les grands réseaux. Ainsi, lors de la panne électrique qu'a connue l'Europe de l'Ouest le 4 novembre 2006, une puissance hydroélectrique de 5000 MW a été immédiatement sollicitée et a permis d'éviter une panne européenne majeure [Ser01].

B- La petite hydroélectricité

Elle concerne les ouvrages dont la puissance est généralement inférieure à 10MW. En France, elle représente environ 1800 centrales [Lav01] qui fournissent environ 11 % de la production hydroélectrique nationale [Met01]. En 2012, la puissance installée en petite hydroélectricité se montera à environ 2 300 MW contre 2 070 MW en 2007 [Ser01]. Les petites centrales ne jouent pas à ce jour de réel rôle dans la gestion de l'équilibre des grands réseaux. Elles contribuent cependant à augmenter la part des énergies renouvelables dans les paysages énergétiques nationaux. De plus, le rôle des petites centrales peut s'avérer important pour des pays en développement où les réseaux sont moins puissants et parfois plus décentralisés [Lav01].

Traditionnellement, les principes des aménagements restent identiques à ceux de la grande hydroélectricité (figure 1.2.1.B). Comme le décrit de manière détaillée la référence [Lav01], des ouvrages de génie civil, de tailles variables, sont nécessaires à la réalisation des petites centrales. Cependant, pour de très faibles hauteurs de chute – on parle alors de très petite hydroélectricité – les ouvrages traditionnels d'amenée et restitution sont trop coûteux par rapport aux puissances mises en jeu. Des travaux de R&D, axés sur des solutions à faible volume de génie civil, sont actuellement menés pour des applications à très faible chute d'eau – de quelques mètres de hauteur – comme l'illustre la figure 1.2.B issue d'une illustration technico-commerciale de la société VLH. Cette société commercialise depuis quelques années des turbines de 100 à 500kW, de diamètres compris entre 3.15 et 5 mètres, spécifiquement adaptées aux faibles chutes d'eau d'une hauteur comprise entre 1.4 et 3.2 mètres.

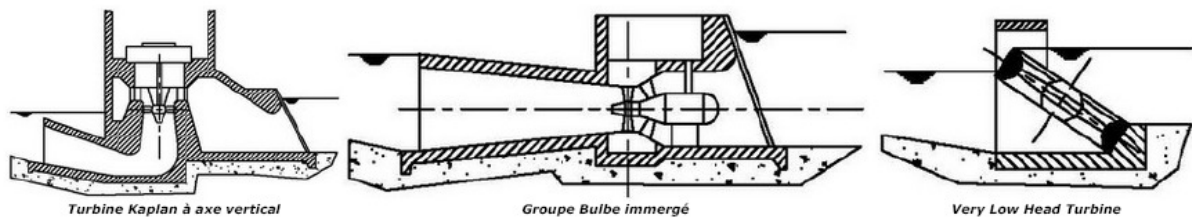


Figure 1.2.1.B : Solutions d'exploitation de faibles chutes d'eau (Source VLH)

Finalement, des réflexions sont aujourd'hui en cours afin de savoir s'il est possible d'exploiter la seule énergie cinétique de l'eau d'un fleuve ou d'une rivière lorsque les conditions ne permettent pas d'envisager un barrage. Les anciens moulins à eau étaient déjà basés sur ce principe : ils captaient l'énergie au moyen de grandes roues placées au fil de l'eau. Bien que d'anciens moulins aient été réhabilités et couplés à des génératrices, des nouveaux concepts plus performants sont aujourd'hui étudiés. Il s'agit de turbines en eau libre soutenues par des structures allégées et sans besoin de génie civil lourd. Elles sont déposées ou scellées au fond du lit de la rivière, ou encore flottantes et amarrées. En contrepartie, la densité de puissance disponible n'est pas aussi élevée que celle des barrages. A titre d'illustration, considérons une turbine à axe horizontal composée d'une hélice couplée à une machine électrique comme illustré par la vue d'artiste de la figure 1.2.1.C. La puissance en sortie de turbine, de coefficient de puissance global C_p , s'écrit

$$P_{elec} = \left(\frac{1}{2} \rho_{eau} S V^3 \right) \times C_p \quad (2.12)$$

où $S = \pi R^2$ est la surface balayée par l'hélice de rayon R et V la vitesse du courant. En considérant une vitesse d'eau de 2 à 3 m/s, typique d'un grand fleuve tel que le Saint-Laurent au Canada, un diamètre de turbine de 5 mètres et un coefficient de puissance de l'ordre de 40%, on estime la puissance maximale récupérable à environ 100kW. Ce chiffre est à comparer à la valeur de 500kW, pour un encombrement moyen identique, affichée

précédemment pour des turbines de basse chute. Des études sont actuellement en cours sur le fleuve Saint-Laurent au Québec et en Ontario afin de mieux cerner le comportement électromagnétique, hydrodynamique et mécanique de ces appareils.



Figure 1.2.1.C : Turbine permettant de capter l'énergie cinétique des courants (Source Verdant Power)
Prototype de 5 mètres - 80kW installé dans la rivière St Laurent, Ontario, Canada)

Ces turbines sont communément appelées « hydroliennes ». Elles sont également envisagées pour le captage de l'énergie cinétique des océans comme nous allons le décrire ci-dessous.

1.2.1.2 Énergie des océans : une énergie encore peu exploitée.

L'océan reçoit de l'énergie du vent, du soleil, de la gravitation, de la géothermie, etc. Par exemple, par temps clair, l'énergie du soleil déverse sur l'océan une puissance de 270 W/m^2 à l'équateur [Lho01]. L'océan transporte et redistribue ces énergies sous des formes variées telles que les énergies de la biomasse, osmotique, thermique, des vagues, des marées ou encore des courants océaniques.

- L'énergie de la biomasse marine exploite l'énergie solaire stockée par les plantes aquatiques telles que les algues. Les algues sont envisagées pour la production d'engrais, biocarburants ou biogaz.
- L'énergie osmotique exploite les différences de salinité de l'eau dans des milieux tels que les estuaires. Les eaux salée et douce sont séparées par une membrane semi-perméable. Par osmose, l'eau douce tend alors à migrer vers l'eau salée. Le mouvement d'eau peut alors être canalisé et exploité pour entraîner des turbines.
- L'énergie thermique des océans exploite la différence de température entre l'eau de surface, chauffée par le soleil, et l'eau froide des profondeurs. Les procédés actuels pompent l'eau froide vers la surface au moyen de longs tuyaux. Les sources chaude et froide permettent le fonctionnement d'un cycle thermodynamique qui, par l'intermédiaire d'un circuit secondaire entraîne une turbine à vapeur et permet la génération d'électricité.
- L'énergie des vagues exploite les ondes générées par le vent à la surface des océans et qui peuvent se propager sur des dizaines de milliers de kilomètres [Bab01]. De nombreux systèmes de récupération de cette énergie sont actuellement à l'étude. On distingue classiquement trois grands types de systèmes [Bab02] qui sont :
 - Les systèmes à déferlement : les vagues déferlent et remplissent un réservoir situé au dessus du niveau de la mer. L'énergie potentielle est transformée en électricité au moyen de turbines basse pression.
 - Les systèmes à colonne d'eau oscillante : de l'air, au contact de la surface de l'eau, est chassé et aspiré dans des colonnes au rythme du va et vient des vagues. Une turbine permet de convertir le flux d'air en électricité.
 - Les systèmes à flotteur actionnés par les vagues : dans ces systèmes, les vagues sont utilisées pour mettre en mouvement un flotteur. Le mouvement du flotteur est alors converti en énergie électrique par l'intermédiaire de systèmes hydraulique et électromécanique.

Ci-dessous, nous présentons de manière un peu plus détaillée les énergies des marées et des courants océaniques qui nous intéressent plus particulièrement. Les technologies permettant de les exploiter font en effet appel à des ensembles hélice / machine électrique. Elles ne représentent pas pour autant des potentiels énergétiques plus élevés que les autres sources tels que les vagues ou la thermique.

- L'énergie des marées exploite les variations périodiques du niveau des océans attribuées aux effets combinés de la force gravitationnelle d'attraction de la Lune, de la force centrifuge liée à la rotation du système Terre-Lune autour de son centre de gravité et de la rotation de la terre sur elle-même [LBa01]. Les marées sont cycliques : elles sont soit de type semi diurne (cycle de 12 heures, prépondérant dans l'Atlantique), soit de type diurne (cycle de 24 heures, dans le Golfe du Mexique par exemple), soit d'un type intermédiaire entre les deux (fréquentes dans les Océans Pacifique et Indien). Par ailleurs l'amplitude des marées varie en fonction des positions du soleil et de la lune par rapport à la terre. Les marnages importants se produisent lorsque soleil et lune conjuguent leurs forces d'attraction : on parle de vives eaux. A l'inverse, les marnages sont faibles lorsque soleil, terre et lune forment un angle de 90° : ce sont les mortes eaux. L'ensemble de ces mouvements d'eau est prédictible, ce qui est particulièrement apprécié des gestionnaires de réseau électrique.

On distingue classiquement deux grands types de systèmes pour la récupération de l'énergie des marées et sa conversion en électricité :

- Les usines marémotrices : elles sont situées dans des estuaires et constituées d'un barrage-usine électrique dont l'objectif est de former un bassin qui se remplit et se vide au rythme des marées afin de faire tourner des turbines hydroélectriques. La production d'électricité peut se faire au vidage, au remplissage ou dans les deux cas. L'usine de la Rance est l'exemple le plus connu : elle est en effet la plus puissante installation de ce type dans le monde. Le barrage, inauguré en 1967, a une longueur de 720 mètres et une puissance électrique installée de 240MW. L'usine fonctionne encore aujourd'hui. D'autres usines existent à travers le monde : on citera l'usine d'Annapolis, d'une puissance de 20MW, située dans la Baie de Fundy au Canada réputée pour ses très fortes amplitudes de marée. Un projet d'usine marémotrice est également à l'étude en Grande-Bretagne : il se situe entre le Bristol Channel et l'estuaire de la Severn et le barrage aurait une longueur de 15.9 kilomètres pour une puissance installée de 8640MW [Jau01]. L'énergie mondiale potentiellement exploitable à partir d'usines marémotrices est estimée à 120 GW [Twi01]. Cependant, au même titre que la grande hydroélectricité des cours d'eau, les usines marémotrices nécessitent des ouvrages de génie civil et des investissements importants.

- Les Hydroliennes : comme pour les cours d'eau, il s'agit ici de récupérer l'énergie cinétique des courants de marée à partir de systèmes en eau libre ne nécessitant pas d'ouvrages de génie civil lourds et pouvant être installés au large des côtes. Les sites considérés techniquement exploitables sont spécifiques : détroits, caps, goulets, etc. Ils doivent engendrer une accélération de l'eau qui permette d'atteindre des vitesses maximales satisfaisantes, dont le seuil de rentabilité est typiquement situé autour de 2 à 3 m/s. Selon EDF, le potentiel techniquement exploitable sur les côtes françaises serait compris entre 5 et 14 TWh/an, soit de 2.5 à 3.5 GW [lfr01]. Concernant le Royaume-Uni, considéré comme le premier potentiel européen, les estimations sont de l'ordre de 13 à 23TWh/an, soit de 5 à 6 GW [Ces01] : 20% de ces ressources sont situés dans des profondeurs de 30 à 40 mètres pour des courants entre 2.5 et 4.5 m/s et 50% dans des profondeurs supérieures à 40 mètres pour des vitesses de 3.5m/s ou plus [B&V01].

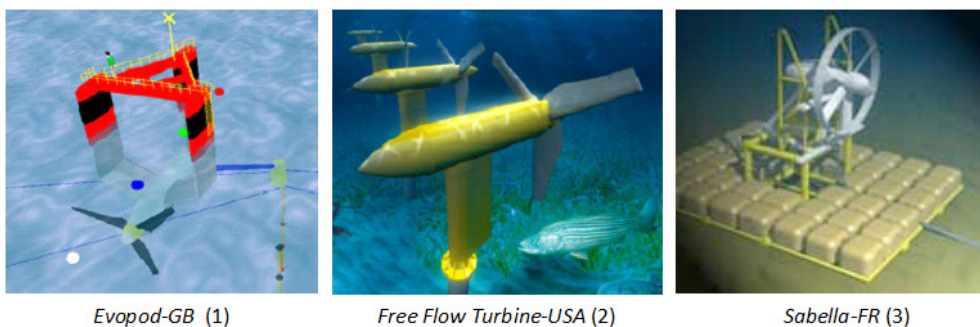
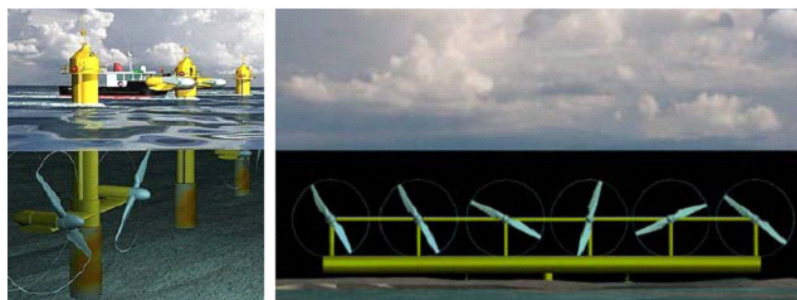


Figure 1.2.1.D : systèmes flottant (1), fixé au fond (2) ou déposé au fond (3)

Les premiers systèmes de captage de l'énergie des courants ne sont apparus qu'au début des années 2000. On assiste aujourd'hui à un engouement pour ces systèmes, tant au niveau académique qu'industriel, et il est difficile de faire la part des choses entre les concepts porteurs et ceux qui n'aboutiront pas. Il est usuel de distinguer ces concepts en fonction des critères suivants :

- Type d'immersion : système immergé / semi-immergé.
- Méthode de maintien : système déposé au fond par gravité / fixé au fond / flottant.
- Principe de captage : turbines à axe horizontal / à axe vertical / à hydrofoils



Seagen-MCT-GB (4)

Concept immergé MCT-GB (5)

Figure 1.2.1.E : systèmes semi- immergé (4) ou immergé (5)



Turbine HS-Norvège/GB (6)

Harvest-FR (7)

Stingray-UK (8)

Figure 1.2.1.F : systèmes à axe horizontal (6), à axe vertical (7) ou à hydrofoil (8)

Les exemples présentés dans les figures 1.2.1.D à 1.2.1.F sont représentatifs de projets ayant atteint aujourd'hui une relative maturité au stade du prototypage, contrairement à de nombreux autres projets qui, à l'heure où sont écrites ces lignes, n'existent qu'en vue d'artiste. Chaque concept étudié présente des avantages ou inconvénients en termes de robustesse, complexité, coût de mise en œuvre, accessibilité et facilité de maintenance, rendement, compacité et impact visuel. Notons qu'à ce jour, les concepts présentant à première vue le plus de maturité technico-commerciale, sont souvent des ensembles hélice / machine à axe horizontal. D'autres concepts tels que le projet Harvest à axe vertical n'en restent pas moins des axes de recherche pertinents.

- L'énergie des courants océaniques : les grands courants marins, tels que le Gulf Stream, sont également une source d'énergie marine potentiellement importante [lfr01]. Ces courants sont générés, entre autre, par des différences de salinité et de température entre les différentes couches de l'océan. On ne recense pas à ce jour d'étude sur l'exploitation de cette ressource. Nul doute néanmoins que les développements actuels d'hydroliennes – pour les courants de marée comme pour les cours d'eau – profiteront à cette filière qui se développera le moment voulu.
- L'énergie éolienne en mer : il ne s'agit pas à proprement parler d'une énergie marine et nous n'aborderons pas ici le sujet des éoliennes offshore. Il existe cependant un moyen original, et encore peu étudié, qui permet de capter une petite portion de cette énergie et la convertir en électricité. Elle consiste à fixer un hydro générateur sous la coque des voiliers. La place disponible est limitée mais, en contrepartie, les vitesses des voiliers sont importantes comparativement aux vitesses des courants de marée : un voilier de course au large affiche ainsi des vitesses moyennes de l'ordre de 9-10 m/s. Sachant que la puissance récupérable sur un hydro-générateur est proportionnelle au cube de la vitesse de l'eau, il semble pertinent d'envisager de tels systèmes dans la mesure où ils ne pénalisent pas l'avancement du voilier. C'est notamment le cas dans les phases de route « au portant » où la vitesse du voilier est limitée par sa carène et non par la puissance éolienne disponible sur la voilure. Nous reviendrons sur ce principe au chapitre 3 qui étudie un tel exemple.

1.2.2 Les technologies hélice / machine électrique

Dans la continuité du descriptif très général du précédent paragraphe, nous proposons de décrire les principales technologies hélice / machine électrique mises en œuvre pour les hydroliennes des océans ou des rivières. Nous ne ferons qu'évoquer le cas des barrages hydroélectriques et usines marémotrices qui sont des technologies largement connues et maîtrisées. Par ailleurs, l'énergie hydraulique n'étant pas exploitée sous les mêmes formes, les densités de puissance (W/m^2) mises en jeu sont très différentes. A titre d'exemple, prenons l'exemple de l'usine marémotrice de la Rance dont les turbines, de type Kaplan à axe horizontal, ont une puissance de 10 MW pour un diamètre de 5.35 mètres [Cha01] : le ratio puissance / diamètre est ainsi égal à $1870 \text{ kW}/m^2$. Cette valeur est à comparer à celle que l'on obtiendrait pour l'exemple d'hydrolienne évoqué au paragraphe 1.2.1.1 / partie B, d'environ 100 kW pour 5 mètres de diamètre, pour laquelle le ratio puissance / diamètre vaut $20 \text{ kW}/m^2$. Les solutions technologiques mises en œuvre, tant du point de vue de la mécanique, de l'hydrodynamique que de l'électromagnétisme, sont logiquement différentes.

1.2.2.1 Technologies conventionnelles

A- Barrages hydroélectriques et usines marémotrices

On distingue classiquement deux catégories de turbines : les turbines à action, pour lesquelles la pression d'eau est identique en entrée et en sortie de la roue, et les turbines à réaction où la pression de sortie est inférieure à celle d'entrée [Per01]. La première catégorie inclut notamment les turbines Pelton qui sont constituées d'une roue à auge non immergée et alimentée par des injecteurs. Elles sont adaptées aux hautes chutes et faibles débits et tournent à des vitesses « élevées » comprises entre 300 et 1500 tours/min [Lav01]. La seconde catégorie concerne des turbines adaptées à des chutes plus basses. Elle se subdivise en deux sous-catégories : les turbines à écoulement radial, de type Francis, où l'eau attaque la roue perpendiculairement à son axe de rotation, et les turbines à écoulement axial, de type Kaplan, Hélice ou Bulbe, où l'attaque est parallèle à l'axe de rotation. Les turbines Francis sont constituées d'une roue immergée à pales fixes et sont utilisées pour des chutes de hauteur et débit moyens. Leurs vitesses de rotation varient entre 100 et 1000 tours/min [Lav01].

Finalement, la sous-catégorie des turbines Kaplan, Hélice ou Bulbe nous intéresse plus particulièrement puisqu'il s'agit à proprement parler d'hélices. Ces hélices sont adaptées aux faibles chutes et grands débits. La turbine Kaplan est à axe vertical et pales orientables, la turbine Hélice est identique mais à pales non orientables et la turbine Bulbe est à axe horizontal et pales orientables. Ce dernier type de turbine implique que l'alternateur soit immergé. Les vitesses de rotation de ces turbines varient entre 80 et 200 tours/min [Lav01]. La figure 1.2.1.B représente une turbine Kaplan (à gauche) et une turbine Bulbe (au centre). Ces hélices sont en conduite forcée, ce qui les distingue des hélices des hydroliennes : leur rendement peut ainsi atteindre 90% à pleine charge.

Concernant les générateurs électriques, on distingue classiquement la petite et la grande hydroélectricité. Les grandes usines sont équipées de machines synchrones à rotor bobiné connectées au réseau. Les régulations de tension et fréquence se font en agissant respectivement sur le niveau d'excitation et sur le débit d'eau, voire sur l'orientation des pales dans le cas d'une turbine Kaplan / Bulbe. Les alternateurs des gros barrages sont des machines lentes et de grand diamètre. A titre d'illustration, les alternateurs de la centrale des trois gorges en Chine ont une puissance nominale de 778 MVA, une vitesse de 75 tours/min et un diamètre d'entrefer de 18.8 mètres [Hem01]. Pour des puissances plus modestes, le tableau ci-dessous illustre les paramètres types de turbines de moyenne puissance. Les alternateurs sont généralement à entraînement direct.

Tableau 1.2.2.A : Principales caractéristiques de quelques turbines de moyenne puissance (Source Va Tech)

Turbine	Puissance	Vitesse	Diamètre stator	Diamètre roue
Pelton	63 MW	500 t/min	4.05 m	2.20 m
Pelton	50 MW	500 t/min	3.45 m	2.60 m
Francis	74 MW	500 t/min		1.60 m
Kaplan	44 MW	136 t/min		4.50 m
Bulbe	27 MW	63 t/min	9.00 m	7.50 m
Kaplan	7.9 MW	137 t/min	5.50 m	3.50 m

Concernant les alternateurs de petite puissance, on rencontre traditionnellement plusieurs types de machines. D'une part les machines synchrones à rotor bobiné qui fonctionnent sur le même principe que leurs homologues

de plus forte puissance. Elles sont adaptées à tout type de réseau, isolé ou non. D'autre part les machines asynchrones à cage qui débitent préférentiellement sur un réseau puissant, mais qui sont parfois utilisées sur des réseaux isolés. Elles sont alors équipées d'une batterie de condensateurs [Per01] qui leur fournit de la puissance réactive et permet un contrôle du niveau de tension. Une batterie de charges résistives peut éventuellement être ajoutée pour contrôler la vitesse de la machine si le débit de l'eau ou l'orientation des pales ne peuvent l'être [Ans01]. Les machines asynchrones sont traditionnellement réservées aux faibles puissances de moins de 200kW [Lav01]. Notons qu'au lieu d'une attaque directe, il peut être judicieux de recourir à des multiplicateurs afin d'utiliser des machines standard de vitesses de synchronisme de 750 ou 1500 tours/min si le réseau est à 50Hz [Esh01].

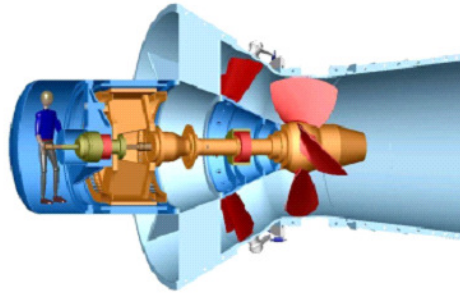


Figure 1.2.2.A : Petite turbine Bulbe couplée à un générateur à aimants permanents, 0.5-5MW (Source Va Tech)

Notons l'émergence progressive de diverses solutions de convertisseurs à électronique de puissance [Ans01] permettant la connexion au réseau de machines asynchrones ou synchrones à aimants. On peut ainsi envisager un contrôle de l'onde de tension sur le réseau sans recours à des solutions électro / mécaniques complexes. A cela s'ajoute la possibilité de contrôler la vitesse de la turbine afin d'en optimiser la puissance récupérée. Notons les travaux de la société Va Tech [Vat01] qui commercialise depuis quelques années des turbines à aimants permanents de 0.5 à 5MW : étonnamment, la connexion au réseau est, semble-t-il, directe. La société VLH commercialise également des petites turbines, de 100 à 500kW, utilisant une machine synchrone à aimants permanents et connectée au réseau par un convertisseur indirect à IGBT.

B- Hydroliennes (en mer ou rivière)

Les technologies mises au point par les concepteurs d'hydroliennes ne s'inspirent en réalité qu'assez peu du domaine hydroélectrique traditionnel. A cela, trois explications sont possibles. En premier lieu, nous l'avons vu concernant les grands barrages, les densités de puissances mises en jeu sont très différentes. Deuxièmement, bien que de nouvelles solutions soient actuellement à l'étude, il semble que la petite hydroélectricité s'inspire encore beaucoup des solutions traditionnelles de la grande hydroélectricité. Troisièmement, il existe un domaine actuellement très actif – ayant atteint une certaine maturité et comportant des similitudes avec celui des hydroliennes – dont semblent s'inspirer les concepteurs : il s'agit des éoliennes. Bien que les densités et vitesses de fluide soient différentes, les niveaux de puissance et vitesses de rotation imposés au générateur sont en fait assez proches. En se limitant aux turbines à axe horizontal, la principale différence se situe au niveau du diamètre d'hélice qui est plus grand pour les éoliennes : le rapport des densités d'eau et d'air étant de l'ordre de $1030/1.3 \approx 800/1$ et le rapport des vitesses moyennes d'environ $2.5/10 = 1/4$, il en résulte un ratio des diamètres de $(800/4^3)^{1/2} \approx 3.5$ pour une puissance donnée. Par ailleurs, la nature des vents et des courants marins sont différents en ce sens qu'ils sont moins prédictibles et les turbulences plus fortes dans le premier cas.

Ainsi, avant de présenter les technologies hydroliennes, il semble important de présenter brièvement les principales solutions mises en œuvre aujourd'hui dans le domaine des aérogénérateurs qui est aujourd'hui relativement mature et comporte des analogies évidentes avec celui des hydroliennes.

○ Bref aperçu des principales technologies d'aérogénérateurs

Comme expliqué dans la référence [Mul02], plusieurs éléments clefs de conception des éoliennes ont été identifiés et sont en discussion ou déjà normalisés au niveau international :

- Spécification d'une vitesse nominale de vent pour le dimensionnement des turbines.
- Limitation des contraintes mécaniques telles que les oscillations de la tour.

- Qualité des formes d'onde : normalisation des harmoniques et flickers injectés sur le réseau.
- Impact sur le dimensionnement du réseau pour les gros aérogénérateurs (plus de 60kW).
- Participation au service système (réglage de la tension) pour les gros aérogénérateurs.
- Contraintes de sécurité pour les petits aérogénérateurs (procédure d'arrêt, etc).
- Aspects économiques très importants pour les petits aérogénérateurs.

A ces aspects, nous pouvons ajouter des critères plus communs que sont le rendement global, le taux de panne, la durée de vie, la complexité de maintenance, etc. De nombreuses architectures d'aérogénérateurs sont aujourd'hui possibles afin de répondre à ces contraintes de conception.

Dans la référence [Bau01], une liste exhaustive d'architectures électromécaniques est proposée. Ces solutions font appel à plusieurs sortes de machine, multiplicateur, convertisseur dont voici la liste :

- Machine électrique : MAS à rotor court-circuité, MAS à double alimentation, MSRB ou MSAP.
- Multiplicateur : avec (pour les MAS et certaines MSRB) ou sans (pour les MSAP et les autres MSRB).
- Connexion au réseau : directe, par un convertisseur direct AC/AC ou indirect AC/DC/AC.
- Type de convertisseur : de courant ou de tension.

Globalement, la tendance est à l'utilisation de systèmes à vitesse variable [Bau01] de sorte que la puissance récupérée soit optimisée et que les variations brutales du vent ne soient pas ressenties sur le réseau électrique.

Certaines solutions sont alors plus intéressantes que d'autres, les critères de choix restants étant principalement le coût de l'ensemble, la simplicité de sa structure et son rendement global (en considérant l'ensemble du spectre de vent). Les architectures les plus couramment utilisées sont ainsi identifiées [Mul02] :

- 1- Multiplicateur + MAS à cage à 2 vitesses + convertisseur direct AC/AC (à thyristor)
- 2- Multiplicateur + MAS à rotor bobiné + résistance variable au rotor (variateur électronique)
- 3- Multiplicateur + MAS DA + convertisseur AC/DC/AC (à IGBT) au rotor et AC/AC (à thyristor) au stator
- 4- MS + convertisseur AC/DC/AC (à IGBT) au stator

La solution 1 est simple et peu coûteuse mais ne permet pas de variation de vitesse. Les solutions 2 et 3 permettent une variation de vitesse sur une plage limitée. La solution 4 est la plus coûteuse mais permet une variation de vitesse sur une large plage.

- Technologies de générateurs hydroliens :

Nous proposons ci-dessous un récapitulatif des principaux projets hydroliens pour lesquels des informations techniques suffisamment complètes sont aujourd'hui disponibles. Les hydroliennes existent aujourd'hui à l'état de prototypes voire conceptuel et il est, de fait, très ardu de récupérer des informations exhaustives.

Tableau 1.2.2.B : Données techniques disponibles pour les principaux projets hydroliens

Modèle	Etat (1)	Courant	Hélice					Multipl.	Machine électrique				Convertisseur	Connexion au réseau
		m/s	pales (3)		D (m)	tours /min	C _p max		Type	kW	tours /min	immergée		
Seaflo / MCT	T	3.0 max	2	PV	11	20,8	> 0.4	oui	MAS cage	300	1000	non	AC/DC/AC	non
Seagen / MCT	EC	4.8	2	PV	16	14.3		oui	MAS cage	600	1000	non	AC/DC/AC	oui
D03 / Sabella	T	1 (2)	6	PF	3	50 (2)	0.47	non	MSAP FR	10		huile	non	non
D10 / Sabella	C		6	PF	10	10 à 15 (2)		non		200				oui
HS 300 / Hammerfest Strom	T		3	PV				oui		300				oui
RITE / Verdant Power	T	2.5	3	PF	5	32		oui		56				oui
Contra rotating / Strathclyde	T	2.5 max	4/3	PF	2.5		~ 0.40	non	MSAP FA	100 (2)		eau	AC/DC/AC	non
Tocado / T. Technology BV	T	3.2	2	PF	2.8			oui	MSRB	30		non	AC/DC/AC	oui
Tocado / T. Technology BV	C	4.5	2	PF				non	MSAP FR	40		non	AC/DC/AC	oui

(1) C : conception / EC : en cours de test / T : testé

(2) estimation

(3) PV : pas variable / PF : pas fixe

Il ressort du tableau ci-dessus les points suivants :

- Nombre des pales d'hélices : le nombre de pale est assez variable puisqu'il varie de 2 à 6 sur les projets identifiés. Les concepteurs s'orientant sur 2 pales mettent en avant la simplicité de mise en œuvre [Mct01]. A l'opposé, ceux favorables à un nombre de pales plus élevé y voient une amélioration de l'efficacité hydrodynamique et la possibilité d'une réduction des vibrations. Les charges par ailleurs sont mieux réparties et les pales moins épaisses.
- Système d'orientation des pales d'hélices : ici encore, les choix sont partagés. Au-delà de la possibilité de régler le calage des pales pour un rendement optimum, les hélices à pales orientables permettent de s'adapter à l'inversion du sens de courant. C'est une spécificité des hydroliennes par rapport aux éoliennes : la direction des courants est assez bien maîtrisée et leur sens s'inverse à chaque demi-cycle de marée. Les hélices à pale orientable auront donc un profil optimisé pour un sens de courant donné et leur calage sera inversé lors de l'inversion du sens de la marée. Ce fonctionnement n'est pas possible pour les hélices à pale fixe qui auront un rendement global logiquement moins bon.
- Diamètre d'hélice : comme nous l'avons expliqué précédemment, les diamètres d'hélice sont bien plus faibles que ceux d'éoliennes de puissance comparable.
- Vitesse de rotation d'hélice : les vitesses de rotation sont globalement très lentes. On atteint en moyenne une vitesse en bout de pale inférieure à 10-15 m/s. Comparativement aux éoliennes, les vitesses de rotation sont globalement plus faibles pour une puissance donnée : typiquement, on trouvera des éoliennes de 80kW tournant à une vitesse comprise entre 60 et 120 tours/min [Mul02]. L'hydrolienne de 56kW du tableau ci-dessus tourne quant à elle à 32 tours/min. Il est certain que les vitesses périphériques lentes sont à privilégier du point de vue des phénomènes de cavitation.
- Utilisation d'un multiplicateur : comme pour l'éolien, cette solution semble préférée par certains concepteurs. Des machines à vitesse élevée, disponibles sur le marché, peuvent alors être utilisées. Les machines identifiées sont des MAS à cage. Il est cependant envisageable d'utiliser des machines synchrones. A l'opposé, les partisans pour un entraînement direct privilégient la simplicité de la solution afin de réduire les interventions de maintenance dans un milieu difficilement accessible [Sab01] même si les machines qui conviennent sont logiquement plus spécifiques.
- Type de machine : différents types de machines sont utilisés, bien que l'on note une tendance à l'utilisation de machines à aimants permanents. Les MSAP sont plus simples que leurs homologues à rotor bobiné et plus adaptées que les MAS pour une attaque directe. Elles permettent également la mise en place de structures originales à flux axial [Str01]. Notons les essais comparatifs menés sur la turbine Tocardo [Toc01] qui permettent de conclure qu'une solution directe à aimants permanents est préférable à une solution multiplicateur / MAS pour des raisons de simplicité.
- Convertisseur et connexion au réseau : la plupart des applications situées en mer sont logiquement prévues pour une connexion à un réseau. L'utilisation d'un convertisseur indirect AC/DC/AC au stator semble privilégiée. Comme la montre l'expérience éolienne, cette solution présente de nombreux avantages : contrôle de la vitesse, absorption des puissances transitoires, régulation de la tension réseau. Elle semble rester économiquement viable pour ces niveaux de puissance qui ne sont pas trop élevés (moins de 600kW). La tendance est aujourd'hui à l'augmentation des puissances unitaires (de l'ordre de 1MW) et il est difficile de se prononcer sur la limite qu'atteindront les puissances unitaires. Il n'est cependant pas évident qu'elles atteignent le niveau des éoliennes (5MW voire plus), les surfaces de captage ne pouvant se développer infiniment en hauteur.

1.2.2.2 Technologies à entraînement circonférentiel RD

A- Barrages hydroélectriques et usines marémotrices

La turbine Bulbe de la figure 1.2.H n'est pas sans rappeler, tant au niveau des puissances, des vitesses de rotation que des dimensions, les propulseurs POD en nacelle du paragraphe 1.1. A titre d'exemple, les turbines bulbe de la Rance ont des hélices de 5.35 m, tournant à 94 tours/min pour une puissance de 10MW. Le diamètre extérieur du stator est environ 2 fois plus petit que celui de l'hélice.

Il semble donc assez logique d'essayer d'appliquer le concept à entraînement circonférentiel RD aux turbines hydroélectriques. C'est en ce sens que des études furent réalisées aux Etats-Unis il y a près de 90 ans par L.F. Harza qui déposa quatre brevets entre 1920 et 1924 [Ha01 à Ha04]. L.F. Harza y voyait la possibilité de conserver une circulation d'eau rectiligne et, d'autre part, de rendre plus facilement accessible l'ensemble des parties actives de la machine électrique. Le rendement est considéré meilleur qu'une machine bulbe et le coût très compétitif. Le rotor électrique est placé en périphérie de l'hélice qui est à pales fixes. L'ensemble des parties actives est situé dans un milieu rendu étanche au moyen de joints spécifiques.

Dans la continuité de ces brevets, des applications industrielles ont été réalisées. Les machines sont pour la plupart de type synchrone à rotor bobiné bien que des applications à aimants permanents de petite puissance (de l'ordre de 1MW) existent également [And01]. Ces turbines sont particulièrement appréciées pour leur compacité, notamment dans le cadre de projets de rénovation.

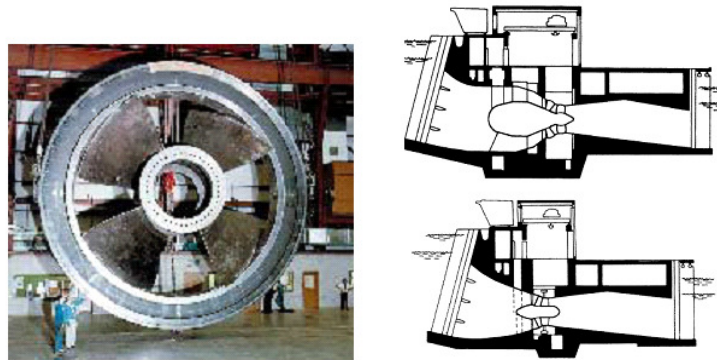


Figure 1.2.2.B : A gauche, Turbine RD de 19.9 MW, 50 tours/min, 7.6m de diamètre (Source Andritz). A droite, comparaison entre une turbine bulbe et une turbine RD [Cha01]

Une application particulièrement célèbre concerne l'usine marémotrice d'Annapolis dans la Baie de Fundy au Canada dont la turbine est représentée en figure 1.2.2.B. Les détails technologiques concernant les systèmes de maintien, les techniques d'étanchéité ou encore les moyens de réglage des vitesses de rotation sont cependant assez difficiles à trouver.

B- Hydroliennes (en mer ou rivière)

Les densités de puissance sont ici plus faibles que dans le cas des usines marémotrices. Ainsi, en considérant l'hydrolienne à entraînement direct représentée sur la figure 1.2.1.D de droite (projet Sabella), on peut imaginer que le ratio diamètre hélice / diamètre machine est de l'ordre de 10. A titre de comparaison, ce ratio est de l'ordre de 2 dans le cas de la turbine bulbe de l'usine marémotrice de la Rance. La machine électrique de l'hydrolienne – on se place dans le cas d'un entraînement direct – respecte donc plus facilement le diamètre « naturel » du moyeu, qui est de l'ordre 1/10^{ème} de celui de l'hélice dans le domaine de la propulsion. Par ailleurs, l'hydrolienne ne nécessitant pas d'ouvrage de génie civil, il n'y a pas d'intérêt à chercher à atteindre plus facilement les parties actives comme dans le cas des barrages.

Cela n'a pas empêché certains concepteurs d'envisager la mise en œuvre de ce concept. La figure 1.2.2.C présente des prototypes d'hydroliennes RD développés ces dernières années et de concepts similaires. Elles sont toutes deux constituées d'une tuyère qui permet d'accueillir les parties actives d'une machine synchrone à aimants permanents déposés sur la périphérie de l'hélice. Des différences technologiques existent au niveau des

systèmes de maintien : la première machine (image de gauche) utilise des paliers périphériques alors que la seconde utilise un moyeu central plus conventionnel.

Concernant la première technologie (Openhydro), un prototype de 250kW et 6 mètres de diamètre a déjà été testé. Les développements actuels se portent sur des turbines de plus forte puissance de l'ordre 1MW. Il n'existe pas de rapport d'essais sur cette turbine. Cette technologie a fait l'objet de plusieurs brevets [Ope01], [Ope02] qui traitent en premier lieu du concept général qui consiste à placer une génératrice en périphérie d'hélice. Ces brevets traitent de points plus particuliers tels que le maintien tant radial qu'axial de la machine grâce à des paliers magnétiques et hydrodynamiques situés dans l'entrefer. L'hélice est ici de type multi-pale, ce qui en fait un concept original par rapport aux autres hydroliennes. Les pales sont fixes et l'ensemble est rigidifié par des cerclages aux deux extrémités.

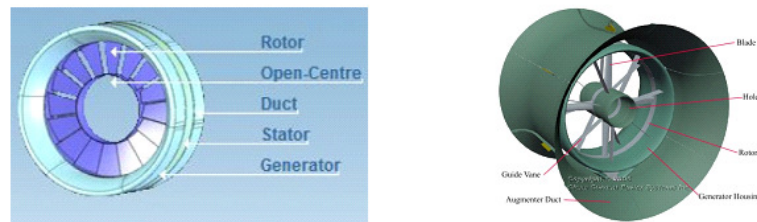


Figure 1.2.2.C : Turbines hydrolienne RD : société OpenHydro/GB (à gauche) et société Clean Current Energy-USA (à droite)

Concernant la seconde technologie, elle comporte une hélice à 4 pales fixes et symétriques et est maintenue au moyen de paliers situés au moyeu et isolés de l'eau. La machine électrique à aimants permanents est à vitesse variable. Ses concepteurs vantent la simplicité et la fiabilité d'une machine à entraînement direct sans multiplicateur et sans système d'orientation des pales. Ils considèrent que l'ensemble a un bon rendement sans pour autant avancer de chiffre pour le moment. L'hélice est à pales symétriques, ce qui tend à dégrader ses performances hydrodynamiques, cependant la présence d'une tuyère et l'utilisation d'une MSAP de taille réduite peuvent probablement compenser cet inconvénient.

Nous le comprenons, ces machines sont aujourd'hui à l'état de prototypes et leurs bonnes performances – en terme de rendement énergétique ou de tenue mécanique – restent à démontrer. La présence d'une tuyère peut être un élément en leur défaveur : à la différence des propulseurs RD, la tuyère risque de représenter une structure volumineuse et coûteuse comparativement aux autres équipements (machine électrique, structure mécanique).

1.2.3 Conclusion

L'étude bibliographique menée sur les systèmes hélice / machine électrique dédiés à la génération d'électricité nous permet de mettre en avant plusieurs points :

- On distinguera les barrages hydroélectriques et usines marémotrices des hydroliennes car les densités de puissance mises en jeu et les technologies mises en œuvre sont très différentes.
- La petite hydroélectricité, qui se rapproche le plus des hydroliennes en terme de puissance et vitesse de rotation, ne semble pas être une réelle source d'inspiration pour les concepteurs d'hydroliennes qui se tournent plus naturellement vers le domaine éolien qui comporte des similitudes évidentes.
- Les technologies à entraînement circonférentiel RD ont atteint une bonne maturité dans le domaine des centrales hydroélectriques et usines marémotrices. Elles sont développées pour des hélices de petite ou moyenne puissance dont les caractéristiques (diamètre, vitesse de rotation, puissance) se rapprochent de celles de la propulsion de forte puissance. Il est assez logique que ce concept ait été étudié et mis en œuvre depuis de nombreuses années car contrairement aux propulseurs, les exigences d'encombrement sont moins contraignantes et les machines synchrones à rotor bobiné peuvent être envisagées.
- Concernant les hydroliennes, les niveaux de maturité des différents concepts mis en œuvre sont encore réduits. Une tendance ressort néanmoins quant à l'utilisation de machines à entraînement direct et à aimants permanents. La majorité des turbines sont à axe horizontal et très similaires à des éoliennes. Des concepts RD

sont néanmoins à l'étude. Les avantages et inconvénients de chacune de ces structures ne sont pas clairement démontrés pour le moment.

Ainsi, l'objectif de l'étude qui va suivre sera, comme pour les propulseurs, de développer un modèle analytique qui permette de mieux cerner les performances électromagnétique, thermique et hydrodynamique de ces systèmes encore mal connus. Cette mise en évidence se fera à la lumière d'une approche multi-physique originale rarement abordée dans les références précitées.

Chapitre 2

MODÉLISATION MULTI PHYSIQUE D'UN ENSEMBLE HÉLICE / MACHINE A AIMANTS PERMANENTS ET ENTREFER IMMERGÉ

2.1 Introduction

- 2.1.1 Principe et caractère multi-physique de la modélisation
- 2.1.2 Structure et interaction des modèles

2.2 Modélisation hydrodynamique

- 2.2.1 Introduction
- 2.2.2 Principe de fonctionnement d'une hélice de propulsion
- 2.2.3 Principe de fonctionnement d'une hélice d'hydrolienne
- 2.2.4 Modélisation d'une hélice de propulsion à partir d'abaques
- 2.2.5 Modélisation d'une hélice d'hydrolienne à partir d'une discrétisation des pâles : méthode « BEM »
- 2.2.6 Modélisation du navire - cas de la propulsion
- 2.2.7 Modélisation des courants de marée - cas des hydroliennes
- 2.2.8 Prise en compte des effets visqueux dans un entrefer immergé

2.3 Modélisation électromagnétique

- 2.3.1 Introduction
- 2.3.2 Modèle de base
- 2.3.3 Contraintes de dimensionnement
- 2.3.4 Structure du modèle
- 2.3.5 Limites du modèle et adaptation aux spécificités des machines RD

2.4 Modélisation thermique

- 2.4.1 Principe
 - 2.4.2 Rappels sur les transferts thermiques
 - 2.4.3 Schémas en π
 - 2.4.4 Calcul des résistances thermiques
 - 2.4.5 Quantification des phénomènes et prise en compte des échanges encoche/dent
 - 2.4.6 Principaux paramètres influençant l'élévation de température
-

2.1 Introduction

Nous souhaitons sensibiliser le lecteur au caractère multi physique de la modélisation présentée dans ce second chapitre. Pour cela, un exemple simple mais représentatif du couplage entre deux disciplines traditionnellement éloignées est décrit. Les structures et interactions des différents modèles d'ordre hydrodynamique, électromagnétique et thermique développés dans ce chapitre sont ensuite brièvement décrites.

2.1.1 Principe et caractère multi-physique de la modélisation

▪ *Principe de la modélisation*

Le modèle proposé doit permettre un choix éclairé, au stade d'un pré dimensionnement, des paramètres de conception d'un ensemble hélice / machine synchrone à aimants permanents et entrefer immergé. De nature analytique, ses temps de calculs sont bien adaptés à une démarche d'optimisation systématique. Par contre, les modèles analytiques étant globalement moins précis que ceux de nature numérique, un tel outil sera obligatoirement complété par des outils numériques spécialisés qui permettront, d'une part, de valider les hypothèses sur lesquelles se fondent les modèles et, d'autre part, d'affiner le choix des paramètres de conception. On se place par ailleurs en régime établi, sans considération de régime transitoire.

Nous souhaitons ce modèle adapté à l'étude d'un système hélice / machine électrique. Nous le verrons, cette modélisation peut, moyennant quelques adaptations, permettre tant l'étude d'un propulseur que celle d'une turbine hydrolienne qui sont structurellement proches.

Nous souhaitons cette modélisation adaptée au cas particulier des systèmes à entraînement circonférentiel RD : une modélisation traitant d'aspects spécifiques à cette structure a ainsi été développée. Comme nous le verrons au troisième chapitre traitant d'études de cas, le modèle peut toutefois facilement s'adapter à l'étude d'une machine en nacelle (POD) à entrefer non immergé. Il permet ainsi une étude comparative des deux structures.

▪ *Caractère multi-physique*

Comme cela a été évoqué par plusieurs concepteurs de systèmes machine / hélice fortement intégrés [Let01], [Sha01], de type POD ou RD, la modification d'un paramètre de conception concerne généralement plusieurs équations ayant trait à des phénomènes physiques distincts.

Prenons l'exemple de la vitesse de rotation d'un propulseur. Le navire, propulsé à la vitesse V , présente une résistance à l'avancement $R_h = f(V)$. Par ailleurs, nous le verrons dans la suite du chapitre, l'hélice de diamètre D_{hel} est caractérisée par une relation liant sa poussée exercée T à sa vitesse de rotation n de la forme

$$\frac{T}{\rho_{eau} n^2 D_{hel}^4} = f\left(\frac{V}{nD}\right) \quad \text{où } f \text{ est une fonction polynomiale} \quad (1.21)$$

Plaçons-nous au point de fonctionnement nominal (V_o, R_{ho}) du navire et considérons le système machine / hélice énergétiquement optimisé pour une vitesse de rotation donnée. Essayons maintenant de reconsidérer cette vitesse de rotation tout en respectant le point de fonctionnement nominal du navire. Supposons pour cela que la poussée de l'hélice soit strictement égale à la résistance à l'avancement du navire. Ainsi, d'après l'égalité précédente, le diamètre d'hélice D devra évoluer de sorte que l'équation suivante reste respectée

$$\rho_{eau} n^2 D_{hel}^4 \times f\left(\frac{V_o}{nD}\right) = R_{ho} \quad (2.21)$$

Le rendement hydrodynamique de l'hélice η_{hydro} suit par ailleurs une loi du type

$$\eta_{hydro} = g\left(\frac{V_o}{nD}\right) \quad (3.21)$$

Du fait de l'équation (2.21) liant diamètre et vitesse de rotation, le rendement hydrodynamique évolue avec la vitesse suivant une loi $\eta_{hydro}(n)$. On peut alors imaginer que l'évolution de ces paramètres aura un impact sur le fonctionnement de la machine électrique. Cette dernière est notamment caractérisée par un nombre de

pôles, un niveau d'induction moyen $\langle B_{cul} \rangle$ dans les culasses d'épaisseur e_{cul} et une longueur active L . En ne considérant que les pertes fer dans les culasses, le rendement électrique suit alors une loi du type

$$\eta_{elec} = h(n, p, \langle B_{cul} \rangle, e_{cul}, L, D_{hel}) \quad (4.21)$$

A- Supposons les paramètres physiques de la machine électrique fixés : le rendement électrique évolue donc suivant une loi $\eta_{elec}(n)$. Il en sera de même pour le rendement global $\eta_{hydro} \times \eta_{elec}$ du système. Il est cependant difficile de prédire si cette évolution se fera dans le sens d'une amélioration ou d'une dégradation des performances énergétiques.

B- Supposons maintenant les paramètres physiques de la machine électrique variables : puisque le diamètre d'hélice – qui est également le diamètre intérieur du rotor dans les cas d'une structure RD – a évolué, on peut alors imaginer faire évoluer la longueur de machine de sorte que les performances énergétiques du système soient à nouveau optimisées.

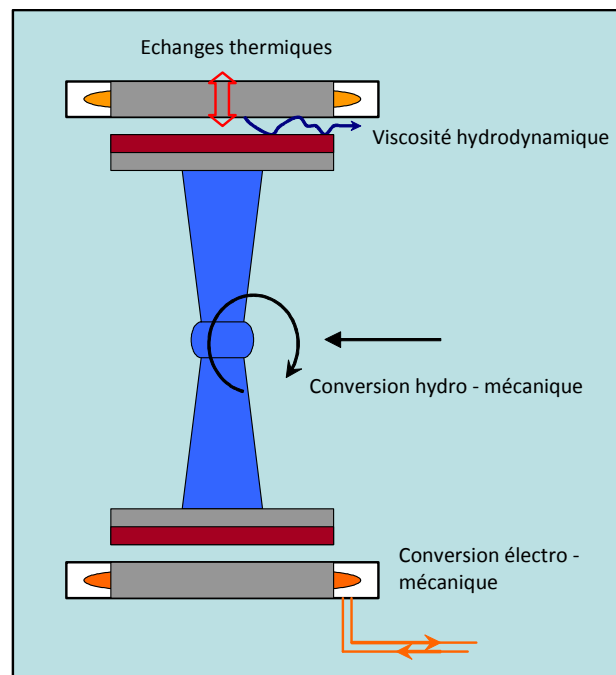


Figure 2.1.1.A : Représentation des phénomènes physiques pris en compte dans la modélisation

Cet exemple a pour but d'illustrer le fait que l'évolution d'un paramètre, ici la vitesse de rotation, peut intervenir dans les équations concernant des phénomènes physique distincts, à savoir dans cet exemple les conversions électromécanique et hydromécanique. C'est dans cette logique que nous avons porté notre choix sur une modélisation couplée d'ordre multi-physique qui permette la prise en compte des contributions de plusieurs phénomènes physiques dans le choix d'un paramètre.

Les phénomènes que nous avons choisi d'intégrer dans ce modèle sont les suivants :

- Modèle hydrodynamique : conversion hydromécanique de l'hélice
viscosité dans l'entrefer immergé
- Modèle électromagnétique : conversion électromécanique et pertes de la machine électrique
- Modèle thermique : échanges thermiques machine / eau

Ce choix n'est pas arbitraire et relève d'une certitude que chacun des ces phénomènes peut influencer le choix des paramètres de conception. Il est néanmoins bien certain que d'autres aspects potentiellement importants ne sont pas pris en compte dans cette liste. Citons par exemple :

- Les déformations mécaniques de l'hélice et de l'entrefer
- L'attraction magnétique entre rotor et stator
- Le maintien du rotor par des paliers
- Les performances de la coque du navire (dans le cas d'un propulseur)
- La connexion au réseau électrique (convertisseurs, câbles, etc.)

2.1.2 Structure et interaction des modèles

La figure 2.1.2.A montre, de manière schématique, la structure des modèles adoptés ainsi que leurs interactions dans le cadre d'un calcul des performances du système.

La première ligne concerne les données d'entrée :

- Cahier des charges : vitesse et poussée dans le cas d'une propulsion, histogramme des vitesses de courant dans le cas d'une génération hydrolienne, conditions environnementales (température d'eau).
- Paramètres de conception : vitesse de rotation et paramètres géométriques.
- Contraintes : températures maximales, contraintes d'encombrement, rendement minimum, etc.

La seconde ligne concerne les modèles proprement dits :

- Hélice : modèle hydrodynamique d'hélice.
- MSAP : modèle hydrodynamique d'entrefer, modèle électromagnétique, modèle thermique.

La troisième ligne concerne les résultats.

- Rendements, masses, températures, etc.
- Validité du système

Ce principe de calcul des performances peut être intégré dans un processus d'optimisation auquel cas un rebouclage sur les paramètres de conception doit être réalisé.

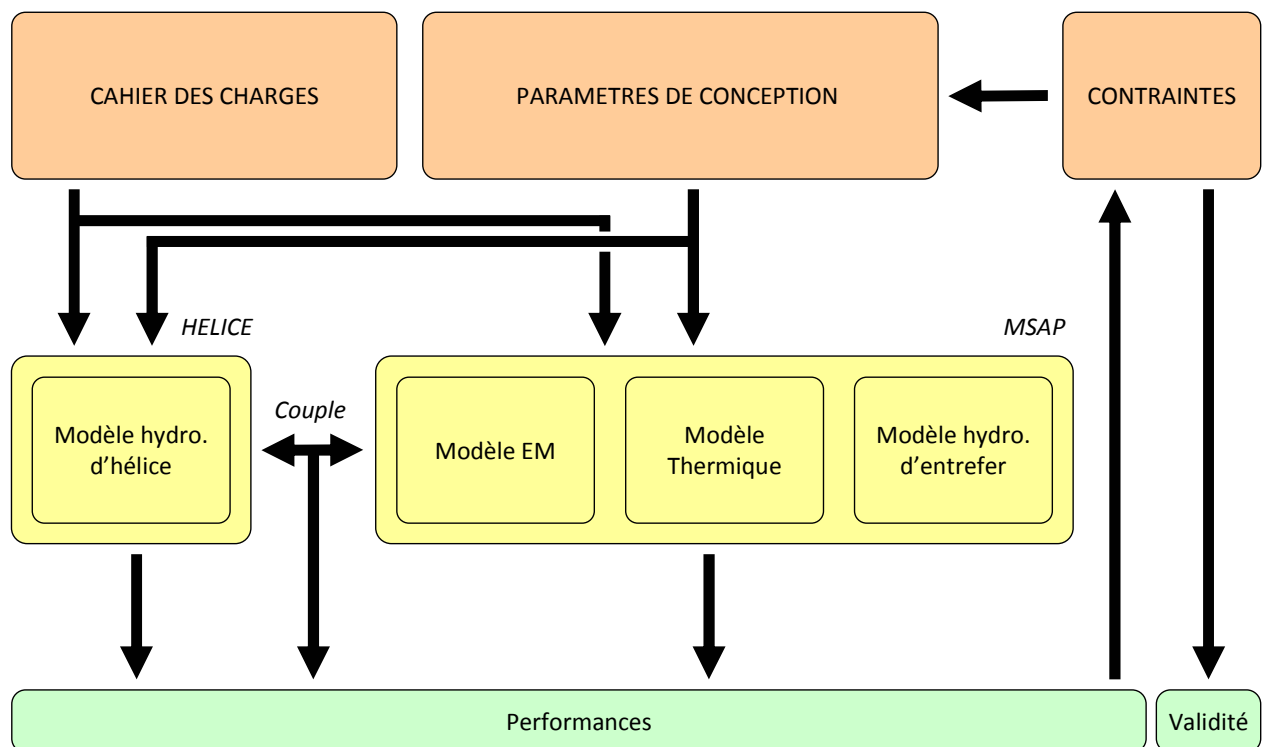


Figure 2.1.2.A : Principe de calcul des performances du système hélice / machine

La première ligne (en orange) concerne les données d'entrée, la seconde ligne (en jaune) les modèles proprement dits et la troisième ligne (en vert) les résultats.

Les paragraphes 2.2, 2.3 et 2.4 qui vont suivre décrivent en détail les modèles, respectivement, d'ordre hydrodynamique, électromagnétique et thermique nécessaires à la détermination des performances d'un système RD hélice / MSAP à entrefer immergé.

2.2 Modélisation hydrodynamique

2.2.1 Introduction

L'objet de ce paragraphe est d'apporter des éléments théoriques permettant de modéliser le fonctionnement en régime établi d'une hélice. Les deux modes de fonctionnement, propulsion et génération, sont ici abordés. Les deux modèles proposés permettent d'estimer le rendement d'une hélice et les efforts existants en son sein.

Les principes de base du fonctionnement d'une hélice sont rappelés en premier lieu aux paragraphes 2.2.2 et 2.2.3. Puis deux méthodes de modélisation sont détaillées, respectivement en propulsion et en génération. Les deux applications sont volontairement distinguées car les éléments théoriques disponibles, et communément utilisés pour leur modélisation, ne sont pas les mêmes. La raison est pour une part historique. Les hélices de propulsion ont en effet bénéficié, depuis de longues années, de nombreuses études expérimentales. Ainsi, au-delà de données théoriques précises, des données de nature expérimentale sont disponibles et permettent une évaluation fine du fonctionnement en régime établi d'un grand nombre d'hélices de propulsion de référence. Le paragraphe 2.2.4 présente ainsi les courbes caractéristiques issues d'essais en bassins et fréquemment utilisées pour la conception d'hélices de propulsion. Ces courbes sont disponibles sous forme de développements en série que nous proposons de reprendre afin d'avoir à disposition un modèle intrinsèquement précis et rapide.

De telles données expérimentales sont encore rares pour les hélices destinées à la récupération de l'énergie des courants. Une approche théorique simplifiée existe néanmoins et est détaillée au paragraphe 2.2.5 : il s'agit de la méthode « Blade Element Momentum » consistant à faire le bilan de la quantité de mouvement sur des sections élémentaires de pale. Très utilisée dans le domaine éolien, elle est naturellement reprise pour les hydroliennes puisque le principe de fonctionnement général des hélices, basé sur la théorie des « ailes portantes », reste identique.

Cette étude hydrodynamique ne serait être complète sans rappeler quelques notions théoriques concernant les éléments « en aval » de la chaîne de conversion, à savoir les navires pour la propulsion et les courants de marée pour les hydroliennes. Ces points sont abordés respectivement aux paragraphes 2.2.6 et 2.2.7. Ils permettront de s'intéresser au chapitre 3 à des optimisations d'hélices tenant compte de la variabilité de l'environnement

Finalement, quelques notions concernant les phénomènes visqueux dans les entrefers immergés sont présentées au paragraphe 2.2.8. On le verra, il s'agit d'un sujet ambitieux et nous n'avons pas la prétention de l'aborder exhaustivement ici. Néanmoins, afin de ne pas ignorer un phénomène potentiellement important, il est jugé pertinent de considérer, même de manière très simplifiée, les effets de la viscosité de l'eau dans l'entrefer au stade du pré dimensionnement.

2.2.2 Principe de fonctionnement d'une hélice de propulsion

2.2.2.1 Géométrie de l'hélice

Comme nous l'avons présenté sur la figure 1.1.1.D du paragraphe 1.1.1.2, la géométrie d'une hélice est traditionnellement définie à partir de son intersection avec un cylindre de rayon r centré sur l'axe de rotation (ou axe de moyeu). Cette surface d'intersection est alors dépliée sur un plan. Les pales de l'hélice étant toutes identiques, on se ramène en réalité à la coupe d'une unique pale qui s'apparente à un profil d'aile d'avion. Comme nous le décrivons au paragraphe 1.1.1.2, une hélice est totalement définie par

Au niveau général

- Les rayons de moyeu r_h et d'extrémité de pale R_0
- Le nombre de pales Z

Au niveau de chaque pale

- La longueur de corde $C(r)$
- La loi d'épaisseur $e(s,r)$ en fonction de l'abscisse s ($0 \leq s \leq C(r)$)
- La loi de cambrure $f(s,r)$ en fonction de l'abscisse s
- L'angle $\phi_0(r)$ entre la corde et le plan normal à l'axe de l'hélice
- Les angles de devers $\alpha(r)$ et d'inclinaison $i(r)$

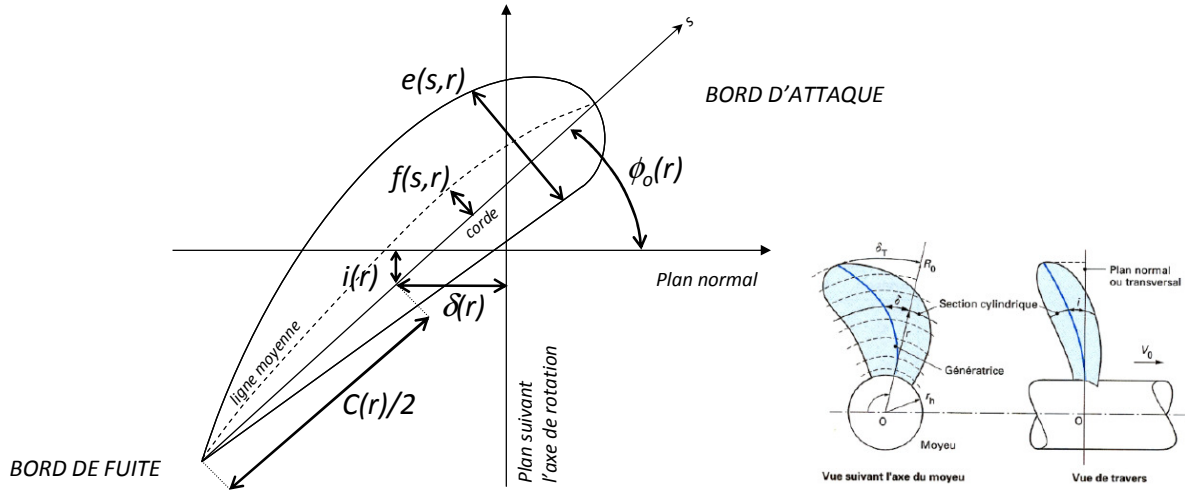


Figure 2.2.2.A : Coupe d'une pale obtenue par son intersection avec un cylindre centré sur l'axe de rotation et de rayon r .
La figure de droite est issue de la référence [Auc01]

2.2.2.2 Triangle des vitesses

Considérons une hélice de propulsion tournant à la vitesse de rotation N (en tours/min), généralement ramenée à une vitesse n (en tour/s) en hydrodynamique. Cherchons à exprimer la vitesse de l'eau relativement à la pale [Auc01]. Le raisonnement peut se faire en deux étapes :

1- L'hélice est liée au navire qui est lui-même en mouvement : on doit donc considérer la vitesse V_o d'arrivée de l'eau sur l'hélice qui est parallèle à son axe de rotation et directement proportionnelle à la vitesse du navire propulsé. En se plaçant à une distance r de l'axe de rotation ($r_h \leq r \leq R_o$), on définit le vecteur vitesse relative $\vec{V}_{R0}(r)$, comme la combinaison des vecteurs vitesse axiale $\vec{V}_a(r)$ et tangentielle $\vec{V}_t(r)$ d'amplitudes respectives V_o et $2\pi nr$. Ces vecteurs sont représentés sur la figure 2.2.2.B.

2- Il faut par ailleurs prendre en compte le fait que l'eau est accélérée lors de sa traversée du disque hélice. Au vecteur $\vec{V}_{R0}(r)$, qui ne prend en compte que la vitesse d'avance du navire et la vitesse de rotation d'hélice, il faut ajouter le vecteur vitesse induite $\vec{U}_i(r)$ caractérisant l'accélération de l'eau. Ce vecteur est défini à mi corde de la section considérée et est décomposé comme la somme d'une composante axiale, caractéristique de l'accélération de l'eau lorsque l'hélice fournit la poussée, et d'une composante tangentielle liée à la mise en rotation de l'eau. Le vecteur vitesse relative réelle s'écrit finalement

$$\vec{V}_R(r) = \vec{V}_{R0}(r) \begin{vmatrix} V_o \\ 2\pi nr \end{vmatrix} + \vec{U}_i(r) \begin{vmatrix} U_a(r) \\ -U_t(r) \end{vmatrix} \quad (1.22)$$

On notera le signe négatif sur la composante tangentielle de la vitesse induite qui caractérise le fait que la composante tangentielle de la vitesse relative de l'eau est réduite puisque l'eau est mise en rotation dans le même sens que l'hélice. La composante axiale est quant à elle positive puisque l'eau est accélérée axialement au passage du disque.

La figure 2.2.2.B résume l'ensemble de ces considérations. Le sens de rotation de l'hélice et le sens d'avance du navire y sont représentés. Les flèches sont orientées par rapport au bord d'attaque du profil de sorte que l'hélice soit représentée dans un fonctionnement propulsif normal.

2.2.2.3 Forces exercées sur les pales

Le vecteur vitesse relative $\vec{V}_R(r)$ fait un angle $\alpha(r)$ avec la direction de la corde. Ainsi, l'élément de pale compris entre r et $r+dr$ subit, conformément à la théorie des « ailes portantes », des forces de portance $dL(r)$ et de traînée $dF_v(r)$ respectivement normale et colinéaire au vecteur vitesse relative. La valeur de ces forces est étroitement liée à celle de l'angle d'attaque. La projection de ces deux forces suivant l'axe de rotation z permet de déduire, par sommation, la poussée $\vec{dT}(r)$ exercée sur l'élément de pale. La projection de ces mêmes forces sur l'axe x permet de déduire la force orthoradiale $\vec{dQ}(r)/r$ où $dQ(r)$ représente le couple.

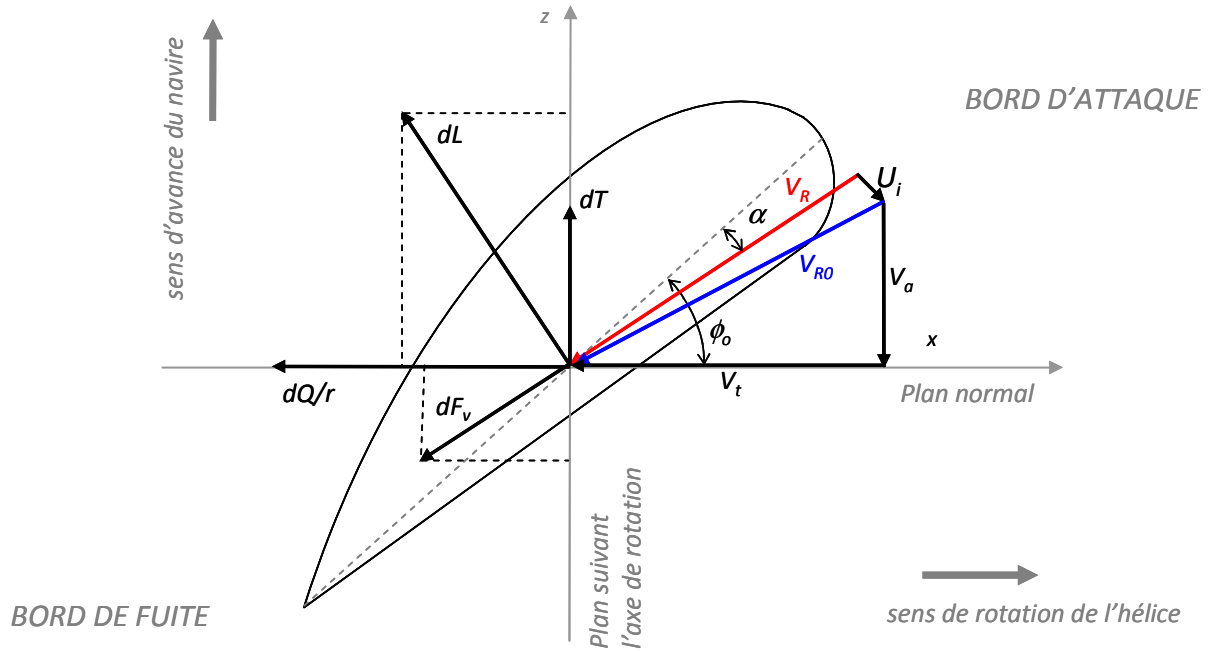


Figure 2.2.2.B : Représentation des vitesses et des forces exercées sur un élément de pale d'une hélice de propulsion

Il suffit alors d'intégrer ces efforts élémentaires sur la pale entière, entre $r=r_h$ et $r=R_o$, puis de sommer la contribution de l'ensemble des pales afin d'obtenir la poussée totale T et le couple total Q s'exerçant sur l'hélice. Le rendement en eau libre de l'hélice est alors défini comme le ratio de la puissance fournie par l'hélice au navire TV_o sur la puissance transmise à l'arbre par la machine électrique $2\pi nQ$

$$\eta_{hydro} = \frac{TV_o}{2\pi nQ} \quad (2.22)$$

2.2.3 Principe de fonctionnement d'une hélice d'hydrolienne

La géométrie d'une hélice d'hydrolienne peut se définir de la même façon qu'une hélice de propulsion. Ainsi, la connaissance des diamètres d'hélice et de moyeu, du nombre de pales, de la loi de vrillage (ou du pas géométrique), de la loi de corde, des lois d'épaisseur et de cambrure, des angles d'inclinaison et de devers, permettra de définir totalement la géométrie de l'hélice et d'en déduire ses performances du point de vue des forces exercées et du rendement hydrodynamique.

Le principe de fonctionnement de l'hélice d'une hydrolienne reste toujours basé sur la théorie des ailes portantes comme détaillé au paragraphe 2.2.2 pour la propulsion.

Quelques nuances existent néanmoins entre les deux fonctionnements. En effet, comme on le voit sur la figure 2.2.3.A, la cambrure du profil est inversée (on suppose inchangés les sens d'arrivée d'eau et de rotation d'hélice). Pour un même angle d'attaque $\alpha(r)$, la force de portance $dL(r)$ est inversée par rapport au cas de la propulsion. La traînée $dF_v(r)$ reste par contre dans le même sens, à savoir celui de la vitesse relative d'eau $V_R(r)$. Au final, par projection sur les axes x et z , on comprend que la poussée et le couple exercés sur l'hélice tendent à

s'inverser et, de fait, également le couple électromagnétique de la machine électrique associée. Le sens de la vitesse de rotation étant inchangé, on peut vérifier que la puissance à l'arbre $2\pi nQ$ est désormais reçue par la machine électrique.

On notera que, contrairement à la propulsion, le vecteur vitesse induite présente une composante axiale négative car le fluide est ralenti et non plus accéléré (l'hydrolienne récupère une partie de l'énergie cinétique du courant).

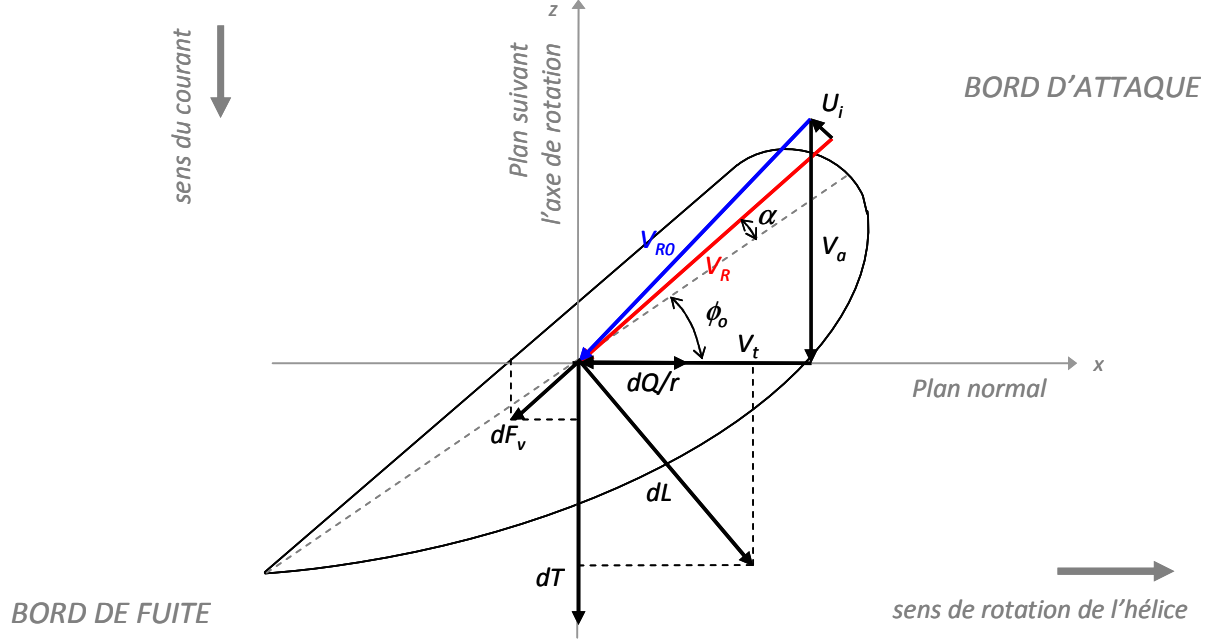


Figure 2.2.3.A : Représentation des vitesses et des forces exercées sur un élément de pale d'une hélice d'hydrolienne

La puissance cinétique disponible à la surface du disque hélice s'écrit

$$P_{hydro} = \frac{\rho_{eau} (\pi R_o^2) \cdot V_o^3}{2} \quad (3.22)$$

Le coefficient de puissance C_p est défini comme le ratio de la puissance transmise à la machine électrique $2\pi nQ$ sur la puissance cinétique P_{hydro} d'entrée

$$C_p = \frac{4nQ}{\rho_{eau} R_o^2 V_o^3} \quad (4.22)$$

Comme en aérodynamique, le coefficient de puissance est limité par la limite théorique de Betz [Mol01], [Be01], à savoir $C_{pBetz} \approx 0,593$. Il est possible d'introduire la notion de rendement hydrodynamique comme suit

$$\eta_{hydro2} = \frac{C_p}{C_{pBetz}} \quad (5.22)$$

2.2.4 Modélisation d'une hélice de propulsion à partir d'abaques

■ Principe

Il est fréquent d'étudier les performances des hélices au moyen de nombres adimensionnels. Ainsi, en plus du rendement en eau libre déjà défini au paragraphe 2.2.2, les notions de poussée, couple et vitesse sont mises sous forme de trois nombres adimensionnels [Car01]

$$K_T = \frac{T}{\rho_{eau} n^2 D_{hel}^4} \quad \text{Coefficient de poussée} \quad (6.22)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho_{eau} n^2 D_{hel}^5} \quad \text{Coefficient de couple} \quad (7.22)$$

$$J_o = \frac{V_o}{n D_{hel}} \quad \text{Coefficient d'avance} \quad (8.22)$$

où $D_{hel} = 2R_0$ représente le diamètre d'hélice.

Des données expérimentales, issues d'essais en bassins sur des hélices de petite dimension, sont disponibles pour de nombreux modèles d'hélices. Les hélices ont été plongées dans de l'eau à la vitesse V_o ajustable puis mises en rotation au moyen d'un moteur électrique à la vitesse de rotation n également ajustable. Pour chaque type d'hélice, différentes combinaisons de paramètres géométriques tels que le nombre de pales Z , le pas géométrique réduit P/D , image de la loi de vrillage, et la fraction de surface A_e/A_0 , image de la loi de corde, ont été étudiées. Nous rappelons que ces paramètres sont définis au paragraphe 1.1.1.2 du premier chapitre.

Le couple Q et la poussée T sont alors mesurés pour différentes vitesses (V_o , n) et géométries. La restitution des résultats se fait sous la forme de courbes [Auc01]

$$K_T(J_o, Z, P/D, A_e/A_0)$$

$$K_Q(J_o, Z, P/D, A_e/A_0)$$

$$\eta_{hydro}(J_o, Z, P/D, A_e/A_0)$$

Ces courbes présentent l'intérêt d'être valables quelle que soit l'échelle de l'hélice. La principale condition à respecter est que l'hélice étudiée soit homothétiquement identique à celle testée en bassin. La figure 2.2.F donne un exemple d'un tel réseau de courbes.

Parmi les courbes d'essais les plus utilisées, nous trouvons les courbes de Wageningen [Kui01] qui ont été réalisées dans le bassin d'essais de carènes du même nom et pour lesquelles 120 hélices différentes ont été testées. Ces courbes expérimentales ont été interpolées sous une forme analytique polynomiale qui a, pour un type d'hélice et un nombre de pales donnés, une expression générale de la forme [Auc01]

$$K\left(J_o, \frac{P}{D}, \frac{A_e}{A_0}\right) = \sum_{k,l,m} \alpha_{klm} \left(\frac{A_e}{A_0}\right)^k \left(\frac{P}{D}\right)^l J_o^m \quad (9.22)$$

Ces expressions analytiques peuvent être exploitées afin de connaître, pour un type et une géométrie d'hélice donnés, les performances en termes de couple, poussée et rendement pour un couple de vitesses (V_o , n). Cette modélisation est robuste, précise et présente des temps de calcul rapides. Par contre, elle n'est disponible que pour des d'hélices ayant été testées et uniquement pour des applications de propulsion.

Note : en réalité, le rendement ainsi que les coefficients de poussée et de couple ne dépendent pas que du coefficient d'avance et des paramètres géométriques. Il est démontré [Car01] que leur expression générale dépend également de nombres adimensionnels de référence connus en hydrodynamique sous les noms de nombre de Reynolds, de cavitation ou de Froude. Ces nombres permettent de caractériser les conditions hydrodynamiques au niveau de l'hélice : viscosité, cavitation, gravitation, etc. En théorie, la similitude entre deux hélices d'échelles différentes n'est strictement respectée que si ces nombres restent identiques. Dans la modélisation qui est considérée dans ce chapitre, ces aspects ne sont pas pris en compte et nous appliquons en réalité une méthode simplifiée consistant à ne considérer que les effets de paramètres principaux que sont le coefficient d'avance, le pas, le nombre de pales ou la fraction de surface [Auc01].

▪ Calcul des performances

Le diagramme ci-dessous synthétise le principe de calcul des performances d'une hélice en régime établi. Pour cela, les paramètres géométriques de l'hélice sont connus et les vitesses d'eau V_o et de rotation n sont imposées. A partir de (6.22), (7.22), (8.22) et (9.22), on peut calculer la force de poussée T et le couple Q de l'hélice.

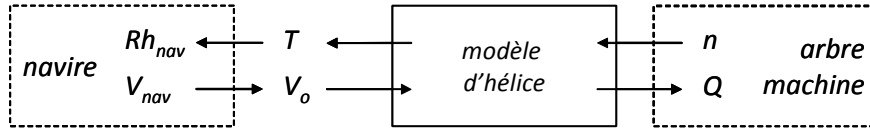


Figure 2.2.4.A : Principe du modèle de calcul des performances d'hélice

Les notions de résistance à l'avancement Rh_{nav} et vitesse de navire V_{nav} sont définies au paragraphe 2.2.6.

Ce diagramme permet de bien cerner les paramètres d'entrée et de sortie du modèle. On peut situer leurs interactions avec les modèles voisins, à savoir celui de l'arbre de la machine électrique et celui du navire propulsé, respectivement « en amont » et « en aval » de la chaîne de conversion.

Note : le diagramme présenté en figure 2.2.4.A n'est pas sans rappeler la modélisation par l'approche systémique REM (Représentation Energétique Macroscopique) développée au L2EP et permettant de structurer la commande des systèmes de conversion d'énergie [Bou01].

▪ Exemple d'une hélice carénée

Un avantage de la série de Wageningen est qu'elle inclut des hélices carénées, telles que les hélices de la série Ka associées à une tuyère de la série 19A qui sont très utilisées pour la conception d'hélices sous tuyère.

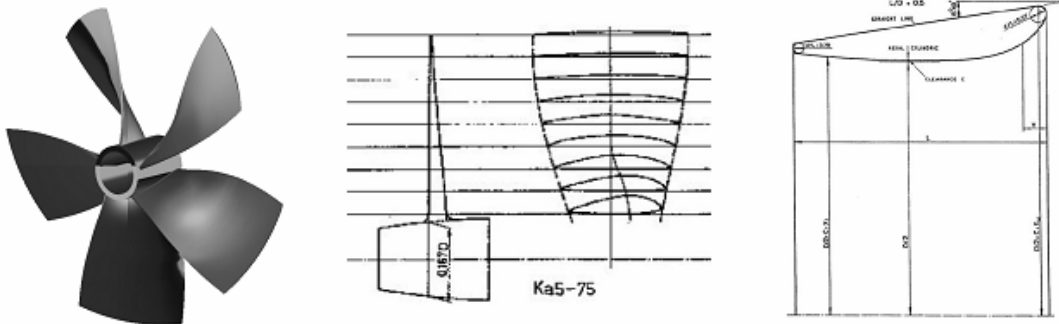


Figure 2.2.4.B : Hélice et pales de la série Ka à 5 pales et fraction de surface 0.75 (à gauche). Tuyère de la série 19A (à droite)

L'hélice de type Ka étudiée dans cet exemple possède $Z=4$ pales. Sa fraction de surface est fixée à $A_e/A_o=3/4$. Les coefficients de couple et de poussée se présentent sous la forme analytique suivante

$$K_T(J_o, P/D) = \sum_{l=0}^6 \left(\frac{P}{D} \right)^l \left(\sum_{m=0}^3 \alpha_{lm} J_o^m \right) \quad (10.22)$$

$$K_Q(J_o, P/D) = \sum_{l=0}^6 \left(\frac{P}{D} \right)^l \left(\sum_{m=0}^4 \gamma_{lm} J_o^m \right) \quad (11.22)$$

où l'ensemble des coefficients α_{lm} et γ_{lm} est détaillé en Annexe A.

On représente ci-dessous (fig. 2.2.4.C) les courbes $K_T(J_o)$ et $\eta_{hydro}(J_o)$ obtenues à partir du modèle analytique pour un pas réduit P/D variant entre 0.5 et 1.4. Les courbes $K_Q(J_o)$ n'ont pas été tracées par seul souci de lisibilité. Elles sont néanmoins d'allure similaire à celle des courbes $K_T(J_o)$.

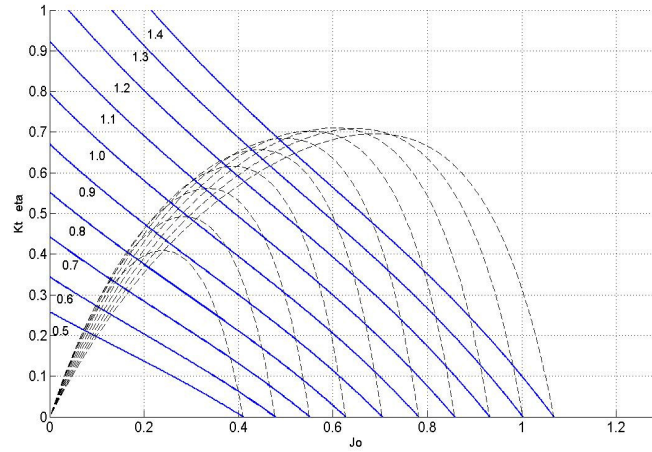


Figure 2.2.4.C : Courbes $K_T(J_o)$ et $\eta(J_o)$ d'une hélice Ka4-75 sous tuyère 19A pour un pas P/D variable entre 0.5 et 1.4. Les courbes en pointillés sont les rendements et celles en traits pleins sont les coefficients de poussée.

■ Calcul des performances à partir d'un cahier des charges

Le fonctionnement et la modélisation de l'hélice étant établis, nous décrivons ici le principe de calcul des performances d'une hélice qui doit respecter les contraintes imposées par un cahier des charges.

Nous considérons la vitesse d'eau V_o et la poussée T_1 comme des données d'entrée imposées par les performances de la coque du navire. Le diamètre d'hélice D_{hel} est laissé au choix du concepteur mais peut être limité par une valeur maximale D_{hmax} imposée par les caractéristiques de la coque. De la même façon, la vitesse de rotation n est laissée libre mais ne devra pas dépasser une certaine limite n_{max} imposée notamment par des phénomènes de cavitation en extrémité de pales. Typiquement, la vitesse tangentielle $\pi n D_{hel}$ en bout de pale est comprise entre 30 et 45m/s dans des conditions normales d'utilisation [Auc01].

A - Si l'ensemble des caractéristiques géométriques d'hélice est fixé par le concepteur alors, si un point de fonctionnement réaliste existe, une seule vitesse de rotation sera adaptée au fonctionnement recherché. On peut vérifier ce point par l'observation des courbes $K_T(J_o)$ de la figure 2.2.4.C : le point de fonctionnement est l'intersection d'une courbe $K_T(J_o)$ de l'abaque avec, d'après (6.22) et (8.22), la courbe d'équation

$$K_T(J_o) = \frac{J_o^2 \cdot T_1}{\rho_{eau} V_o^2 D_{hel}^2} \quad (12.22)$$

La figure 2.2.4.D ci-dessous illustre ces propos. L'exemple pris est celui d'une hélice Ka4-75 19A pour la propulsion d'un patrouilleur militaire P400 dont les caractéristiques sont

$$(T_1, V_o, P/D, D_{hel}) = (15.17t, 19.87nds, 0.8, 1.5m)$$

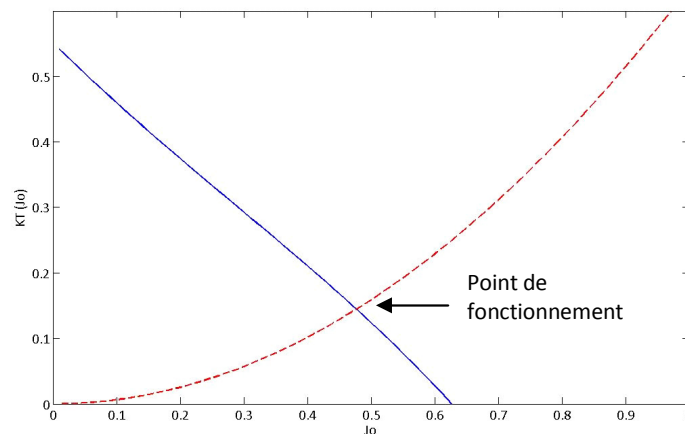


Figure 2.2.4.D : Méthode de recherche du point de fonctionnement d'une hélice dont les caractéristiques géométriques sont connues et pour laquelle la poussée et la vitesse d'eau sont imposées par le cahier des charges.

Connaissant J_o , il est alors possible d'en déduire la vitesse de rotation n adaptée. Mathématiquement, cela revient, à partir des équations (6.22), (8.22) et (9.22), à résoudre le polynôme en n suivant

$$T_1 = \rho_{eau} n^2 D_{hel}^4 \sum_{k,l,m} \alpha_{klm} \left(\frac{A_e}{A_o} \right)^k \left(\frac{P}{D} \right)^l \left(\frac{V_o}{n D_{hel}} \right)^m \quad (13.22)$$

B - Une autre approche du problème consiste à fixer la vitesse de rotation n qui, par exemple, peut être imposée par la machine d'entraînement de l'hélice, typiquement un moteur diesel. Le point de fonctionnement (K_T, J_o) est alors fixé et il est nécessaire de libérer un degré de liberté sur un paramètre géométrique important tel que le pas réduit ou la fraction de surface.

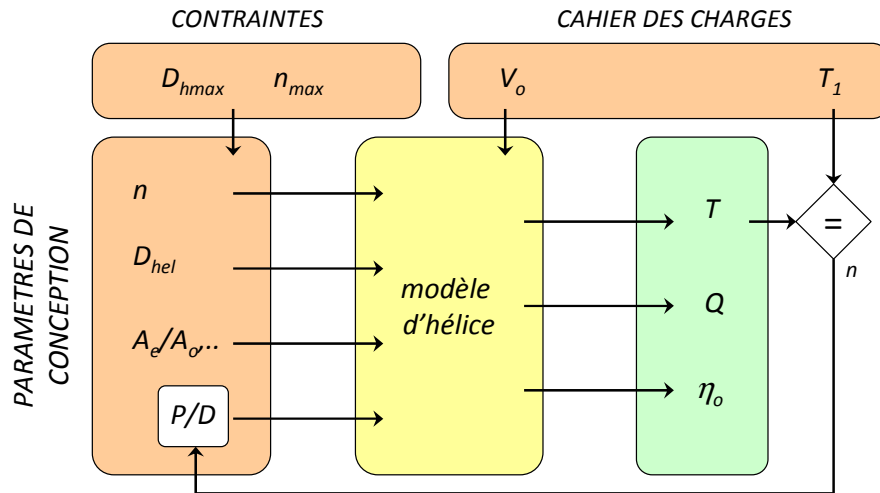


Figure 2.2.4.E : Principe du calcul des performances d'hélice avec recherche de P/D par un processus itératif

Le diagramme ci-dessus (fig. 2.2.4.E) synthétise cette autre approche en choisissant, comme on le retrouve fréquemment dans la littérature, le pas réduit P/D comme variable d'ajustement [Auc01], [Car01]. Si une solution P/D réaliste existe, elle est unique : on le constate de manière évidente à partir du réseau de courbes $K_T(J_o)$ de la figure 2.2.4.F ci-dessous où on recherche le pas P/D pour lequel la courbe $K_T(J_o)$ passe par le point de fonctionnement voulu. Nous reprenons ici le même exemple que celui pris pour la figure 2.2.4.D, l'inconnue étant ici le pas réduit P/D au lieu de la vitesse de rotation n .

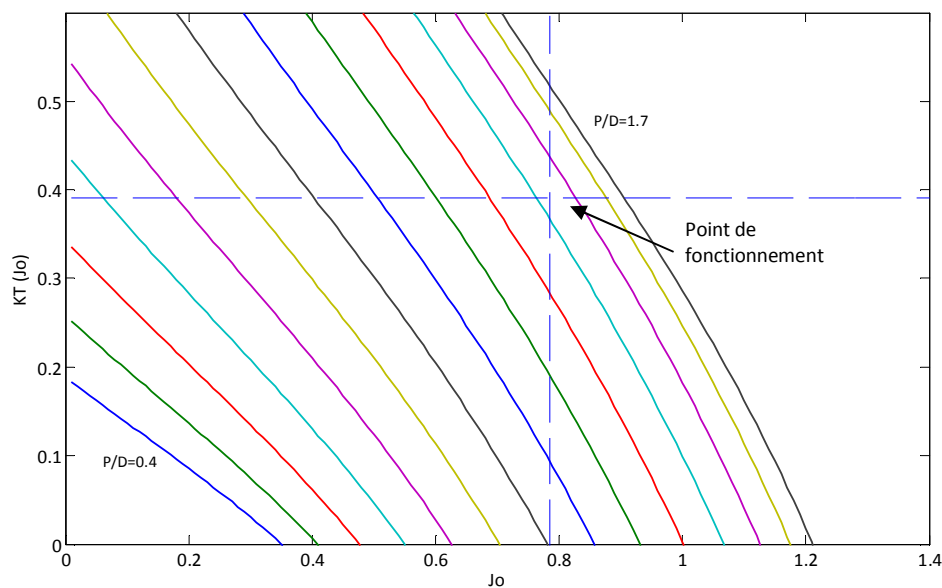


Figure 2.2.4.F : Méthode de recherche du pas d'hélice. Poussée, vitesse d'eau et vitesse de rotation sont ici imposées. P/D varie ici entre 0.4 et 1.7. Les autres paramètres géométriques sont supposés connus.

Un processus itératif pour la recherche de cette solution est présenté mais d'autres méthodes plus rapides sont envisageables. En effet, l'équation (13.22) comprend un polynôme en P/D de degré $n_{P/D}$ ($n_{P/D} = 6$ pour une hélice Ka4-75) et peut être résolue grâce à une méthode adaptée à la recherche des racines d'un polynôme (fig. 2.2.4.G).

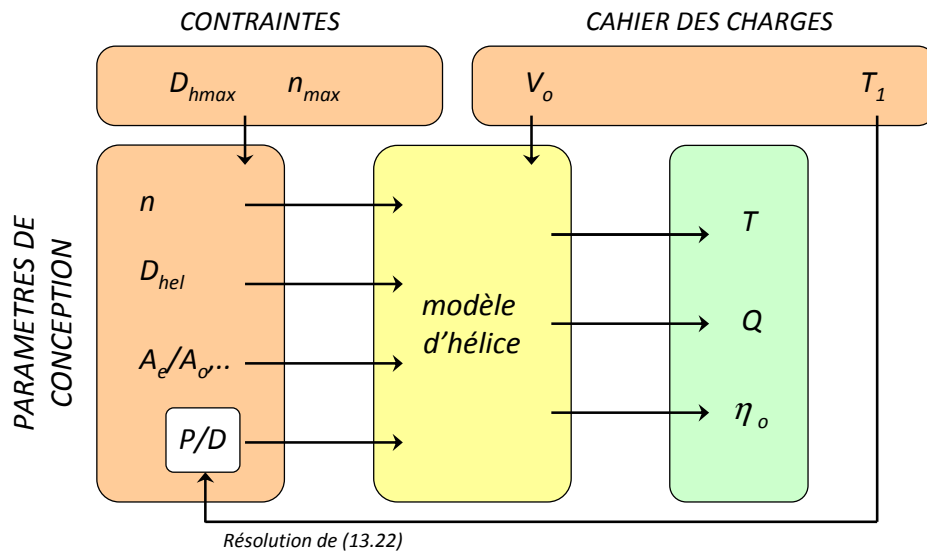


Figure 2.2.4.G : Principe du calcul des performances d'hélice avec recherche de P/D par résolution de (13.22)

Une telle modélisation à partir de données expérimentales est aujourd'hui difficilement envisageable pour des hélices d'hydroliennes qui, à notre connaissance, n'ont pas été caractérisées de manière systématique comme les hélices de propulsion. L'objet du paragraphe qui va suivre est ainsi de présenter une méthode alternative permettant de caractériser les performances hydrodynamiques des hélices et répondant aux critères recherchés : bonne précision, robustesse et rapidité de calcul.

2.2.5 Modélisation d'une hélice d'hydrolienne à partir d'une discrétisation des pâles : méthode « BEM »

La méthode « Blade Element Momentum » pourrait se traduire en français par méthode de la quantité de mouvement sur un élément de pale. Elle est très utilisée dans le domaine éolien et peut être retranscrite à celui des hydroliennes [Bat01].

Note : les notions décrites dans ce paragraphe pourront être retranscrites, sans difficulté particulière, au cas des hélices de propulsion, ce qui laisse présager des perspectives intéressantes pour la suite des présents travaux.

▪ Principe de la méthode

Comme cela est décrit dans [Mol01], cette théorie est une extension de la théorie d'action de Rankine-Froude qui, rappelons le, consiste à assimiler l'hélice à un plan circulaire de diamètre D_{hel} et traversé par une veine de fluide dont l'écoulement est supposé uniforme et purement axial. On se reportera à la référence [Mol01] pour un détail exhaustif des hypothèses considérées. La vitesse à l'infini aval V_∞ est diminuée par rapport à la vitesse à l'infini amont V_o d'un facteur $(1-2a)$ où a est le facteur d'induction axial global. La veine de fluide traversant le disque hélice est alors élargie comme représenté sur la figure 2.2.5.A. On calcule alors le taux de variation de la quantité de mouvement de la veine qui peut également être vu comme la force s'exerçant sur le disque. Cette force provient de la différence de pression au niveau du disque [Jou01]. On présente ici les principaux éléments de la méthode

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad \text{coefficient de puissance} \quad (14.22)$$

$$V = V_o(1-a) \quad \text{vitesse axiale au disque hélice} \quad (15.22)$$

$$V_\infty = V_o(1-2a) \quad \text{vitesse axiale à l'infini aval} \quad (16.22)$$

sans connaissance a priori de la valeur du facteur a .

Dans la continuité de cette théorie, la méthode BEM divise la veine de fluide traversant l'hélice en un ensemble de tubes annulaires et coaxiaux d'épaisseur élémentaire dr auxquels on applique un bilan de quantité de mouvement. Ces tubes s'étendent de l'infini amont à l'infini aval par rapport au disque hélice. Ils sont supposés indépendants les uns des autres et aucune interaction radiale n'existe donc entre eux. L'hélice est ainsi divisée en autant d'anneaux qu'il existe de tubes élémentaires.

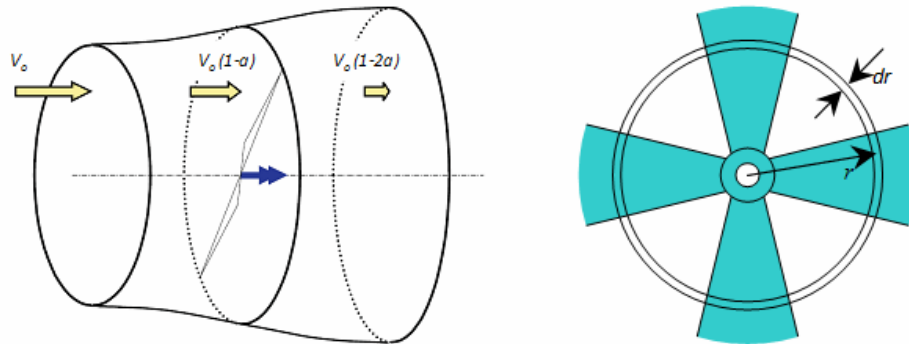


Figure 2.2.5.A : Elargissement de la veine de fluide à la traversée du disque rotor (à gauche). Division radiale du disque en éléments d'épaisseur dr (à droite).

Pour l'anneau (r, dr) , un calcul des forces élémentaires $dL(r)$ et $dF_v(r)$ exercées sur chaque élément de pale 2D positionné en r et d'épaisseur dr est effectué. Le profil général de ces éléments est présenté sur la figure 2.2.3.A et le triangle des vitesses ainsi que les forces exercées sur la figure 2.2.5.B. Ces forces élémentaires, multipliées par le nombre de pales, sont supposées seules responsables de la variation de quantité de mouvement du tube (r, dr) .

■ Éléments théoriques permettant le calcul des forces élémentaires

Considérons une vitesse V_o d'arrivée d'eau et une vitesse de rotation d'hélice n . On se positionne sur un anneau situé en r et d'épaisseur dr . La vitesse relative $\vec{V}_R(r)$ peut être exprimée suivant ses composantes axiale et tangentielle comme décrit par la formule (1.22). Par ailleurs, la vitesse induite peut être exprimée comme suit

$$\vec{U}_i(r) \begin{cases} -a(r).V_o \\ +b(r).2\pi nr \end{cases} \quad (17.22)$$

Les coefficients locaux $a(r)$ et $b(r)$ sont appelés respectivement facteurs d'induction axial et tangentiels. Ils sont pris positifs dans le cas d'une hydrolienne et compris théoriquement entre 0 et 1. Ils caractérisent la décélération axiale et l'accélération tangentielle (mise en rotation) du fluide au passage du disque. Ils sont étroitement liés à la valeur de l'angle d'incidence $\alpha(r)$ mais aussi aux caractéristiques géométriques du profil.

Note : un raisonnement similaire est applicable à une hélice de propulsion mais a et b doivent tous deux changer de signe. En propulsion, l'eau est accélérée axialement et accélérée tangentiellement, mais dans l'autre sens.

En introduisant l'angle $\phi(r) = \alpha(r) + \phi_o(r)$, il est possible d'exprimer les projections tangentielle $dF_x(r)$ et axiale $dF_z(r)$ de l'ensemble des forces exercées sur l'élément de pale, la première correspondant au couple élémentaire au rayon r près et la seconde étant la poussée élémentaire

$$dF_z(r) = -dL(r) \cdot \cos \phi(r) - dF_v(r) \cdot \cos \phi(r) \quad (18.22)$$

$$dF_x(r) = dL(r) \cdot \sin \phi(r) - dF_v(r) \cdot \sin \phi(r) \quad (19.22)$$

Note : $dL(r)$ et $dF_v(r)$ sont des amplitudes considérées positives. Ainsi, pour une hélice de propulsion, les signes de la contribution de la portance $dL(r)$ dans (18.22) doivent être inversés. Ce n'est pas le cas de la traînée.

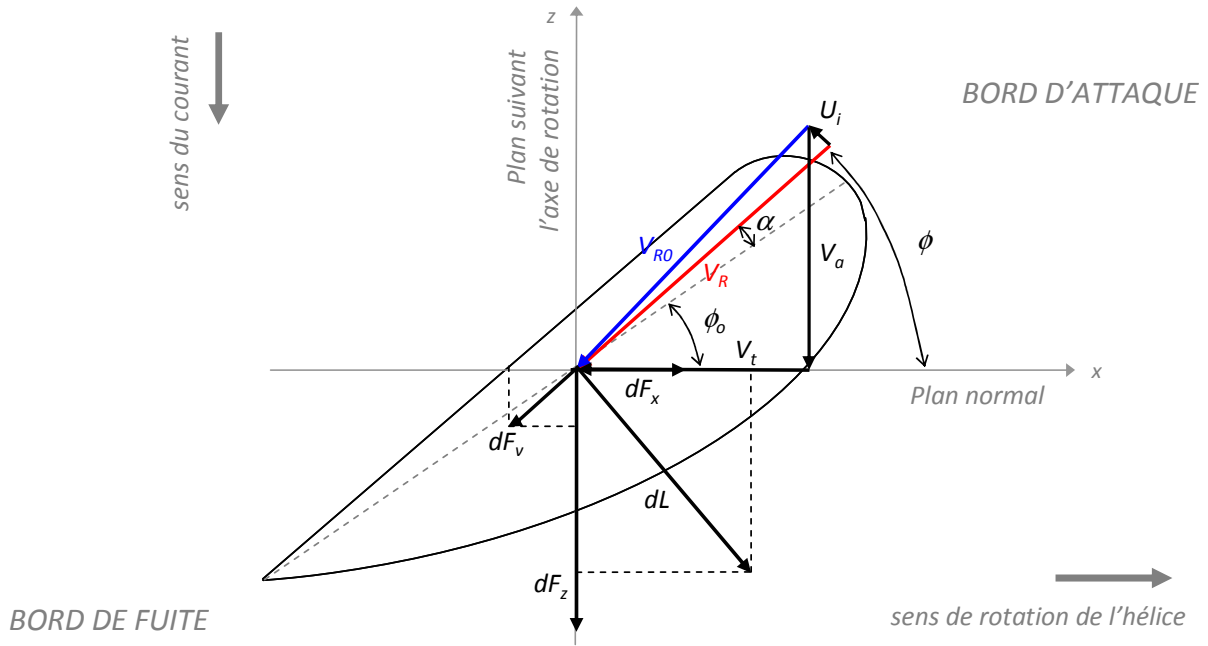


Figure 2.2.5.B : Vitesses et forces sur un élément de pale d'hydrolienne

- Dans un premier temps, les forces de portance et de traînée peuvent être exprimées comme

$$dL(r) = C_L(r) \cdot (\rho_{eau} C(r) dr V_R^2(r) / 2) \quad (20.22)$$

$$dF_v(r) = C_D(r) \cdot (\rho_{eau} C(r) dr V_R^2(r) / 2) \quad (21.22)$$

où C_L et C_D sont les coefficients de portance et de traînée du profil étudié. Dans la pratique, ces coefficients sont des données d'entrée du problème issues de relevés expérimentaux. Ils dépendent essentiellement de l'angle d'attaque $\alpha(r)$ et du nombre de Reynolds local $Re(r)$, donc indirectement de r . Le nombre de Reynolds local dépend de la vitesse d'eau et des dimensions locales, donc de $V_R(r)$ et de la corde $C(r)$, et est défini comme

$$Re(r) = C(r)V_R(r)/v_{eau} \quad (22.22)$$

- Dans un second temps, les forces axiale et tangentielle exercées sur l'élément de pale peuvent également s'exprimer comme un taux de variation de la quantité de mouvement axiale et tangentielle du tube de fluide passant par l'anneau de surface $2\pi r dr$. D'après [Jou01] et [Mol01], on obtient tout calcul fait

$$Z.dF_z(r) = -(2a(r)V_o) \cdot \rho_{eau} (2\pi r dr) \cdot V_o (1 - a(r)) \quad (23.22)$$

$$Z.dF_x(r) = (2b(r)2\pi r) \cdot \rho_{eau} (2\pi r dr) \cdot V_o (1 - a(r)) \quad (24.22)$$

- Les équations (18.22) à (21.22) et (23.22) à (24.22) permettent de déduire les deux égalités suivantes

$$\sigma(r) \cdot (C_L(r) \cdot \cos \phi(r) + C_D(r) \cdot \sin \phi(r)) \cdot V_R^2(r) / (4V_o^2) = a(r)(1 - a(r)) \quad (25.22)$$

$$\sigma(r) \cdot (C_L(r) \cdot \sin \phi(r) - C_D(r) \cdot \cos \phi(r)) \cdot V_R^2(r) / ((8\pi r)V_o) = b(r)(1 - a(r)) \quad (26.22)$$

où $\sigma(r) = ZC(r)/(2\pi)$ représente la solidité locale (27.22)

A ces égalités, s'ajoutent les relations suivantes déduites directement du triangle des vitesses

$$V_R^2(r) = V_o^2 (1 - a(r))^2 + (2\pi r)^2 (1 + b(r))^2 \quad (28.22)$$

$$\phi(r) = \arctan \left(\frac{V_o (1 - a(r))}{2\pi r (1 + b(r))} \right) \quad (29.22)$$

La résolution des équations (25.22) à (29.22) permet de déduire les valeurs des facteurs d'induction $a(r)$ et $b(r)$. Cette résolution peut se faire par un processus itératif [Jou01], [Mol01] dont le principe est donné en annexe B. Pour cela, un paramètre intermédiaire, le coefficient de poussée $C_{dax}(r)$ est introduit

$$C_{dax}(r) = Z dF_z(r) / (\rho_{eau} \cdot V_o^2 \pi r dr) \quad (30.22)$$

Les valeurs des coefficients d'induction étant trouvées, il est alors possible d'en déduire les valeurs de la vitesse relative $V_R(r)$ et de l'angle $\phi(r)$ et, d'après (18.22) à (21.22), des forces élémentaires axiale et tangentielle.

■ Intégration sur l'hélice entière

Les pales sont supposées découpées en N_{sp} secteurs d'épaisseur dr entre les rayons de moyeu r_h et d'extrémité de pale R_o . Ainsi, par sommation des N_{sp} forces élémentaires exercées, il est possible de calculer les forces tangentielle et axiale exercées sur une pale entière, puis sur l'hélice entière. On exprime ci-dessous le couple Q et la poussée T

$$Q = Z \sum_{k=1}^{N_{sp}} (r_h + (k-1/2) \cdot dr) \times dF_x(r_h + (k-1/2) \cdot dr) \quad (31.22)$$

$$T = Z \sum_{k=1}^{N_{sp}} dF_z(r_h + (k-1/2) \cdot dr) \quad (32.22)$$

où $dr = (R_o - r_h) / N_{sp}$ (33.22)

Connaissant Q , on en déduit le coefficient de puissance C_p à partir de (4.22).

Ces formulations mettent en évidence le caractère discret de la méthode proposée. On choisira judicieusement la valeur de N_{sp} de façon à établir le meilleur compromis possible entre durée et précision de calcul. Cette valeur augmentera logiquement avec le diamètre : le nombre de problèmes locaux non linéaires à résoudre étant plus élevé, les temps de calcul seront donc plus longs.

■ Limites du modèle : état de sillage turbulent

Comme évoqué dans [Mol01], lorsque les facteurs d'induction a et b prennent des valeurs trop élevées – c'est le cas lorsque le rapport de vitesses $2\pi r/V_o$ devient élevé – le flux dans le sillage des hélices tend à s'inverser et les hélices entrent dans un état dit « de sillage turbulent » pour lequel la relation (25.22) obtenue par la méthode BEM n'est plus valable. Ainsi, pour un facteur d'induction axial situé au-delà d'un seuil de l'ordre de 0.5 – seuil

pour lequel la théorie de Rankine Froude prévoit une annulation de V_∞ – la relation (25.22) doit être remplacée par une relation empirique. Plusieurs formulations existent et sont toutes relativement équivalentes en termes de précision. Une analyse de ces formules par [Mol01] fait ressortir la possibilité d'utiliser la relation de Glauert que l'on considère sur un élément de pale (r, dr)

$$a(r) = 0.143 + \sqrt{0.6427 \cdot C_{dax}(r) - 0.55106} \quad \text{si } C_{dax}(r) \geq 0.96 \quad (34.22)$$

où $C_{dax}(r)$ est le coefficient de poussée défini précédemment en (30.22)

Par ailleurs, lorsque l'état de sillage turbulent n'est pas atteint, l'égalité (25.22) est équivalente à

$$C_{dax}(r) = 4a(r)(1 - a(r)) \quad \text{si } C_{dax}(r) \leq 0.96 \quad (35.22)$$

Ainsi, la transition vers un état de sillage turbulent se fera pour $C_{dax}(r) = 0.96$, soit un facteur d'induction $a = 0.40$. Lors du processus itératif de recherche des coefficients d'induction, décrit en annexe B, il faudra vérifier à chaque itération l'état du flux de sillage afin d'utiliser la relation appropriée.

▪ Facteur de correction

En réalité, du fait de phénomènes tourbillonnaires aux extrémités de pale, les facteurs d'induction $a(r)$ et $b(r)$ ne sont pas uniformes sur toute la périphérie d'un anneau (r, dr) . Afin de prendre en compte ces aspects, un facteur de correction $F_L(r)$ est introduit. Dans le cas particulier d'une hélice sous tuyère, ces phénomènes sont fortement réduits en bout de pale et seule une correction liée aux phénomènes tourbillonnaires en pied de pale est considérée. Le facteur $F_L(r)$ de correction associé s'écrit, d'après les travaux de Prandtl

$$F_L(r) = \frac{2}{\pi} \arccos[(\exp(Z(1 - r/r_h)) / (2 \sin \phi(r)))] \quad (36.22)$$

Ce facteur correctif est appliqué aux facteurs d'induction à la partie droite des formules (25.22) - ou (35.22) qui est équivalente - (26.22) et (34.22) : ainsi $a(r) \rightarrow a(r) \cdot F_L(r)$ et $b(r) \rightarrow b(r) \cdot F_L(r)$. Les termes de gauche, provenant du bilan de forces exercées localement sur les pales, ne subissent pas cette modification. La prise en compte de ces corrections est mise en évidence en Annexe B.

▪ Exemple d'une hélice d'hydrolienne présentant un profil NACA 0018

Le profil NACA 0018 est un profil d'hélice symétrique (sans cambrure) dont l'épaisseur maximale $t_{max}(r)$ est égale à 18% de la corde $C(r)$. La figure 2.2.5.C ci-dessous illustre cette symétrie pour 3 profils : NACA 0006, 0012 et 0018. Par souci de simplicité, ce profil sera le même sur toute la longueur de la pale et sa corde constante. Les coefficients de portance et traînée sont issus de [She01] et donnés en Annexe C pour des valeurs d'angle d'attaque comprises entre -30° et $+30^\circ$ et des nombres de Reynolds compris entre $4 \cdot 10^4$ et $5 \cdot 10^6$.

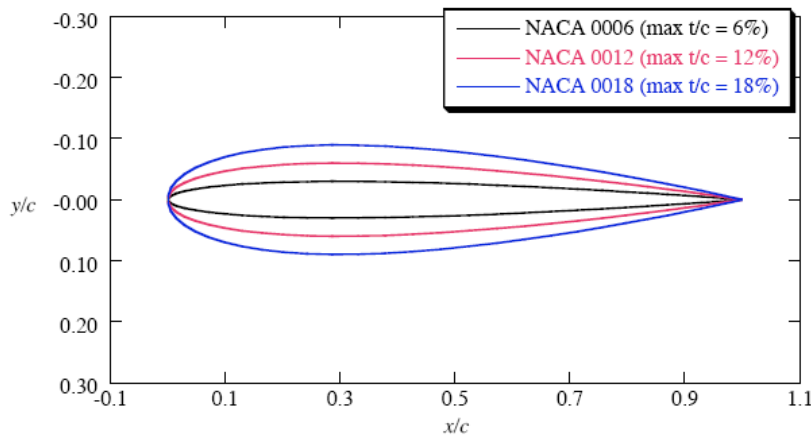


Figure 2.2.5.C : Profils symétriques NACA 0006, 0012 et 0018.

Les deux premiers chiffres signifient l'absence de cambrure. Les deux derniers chiffres correspondent au rapport épaisseur maximale sur corde ($\max t/c$) exprimé en %.

L'hélice a un diamètre $D_{hel} = 2R_0 = 0.8m$ et les lois de corde et de vrillage sont définies comme suit

$$C(r) = 50 / 400$$

et
$$\phi_o(r) = -\frac{\pi}{15} + \arctan \frac{1}{4} \left(1 + 0.3 \frac{2R}{D_{hel}} - 0.3 \left(\frac{2R}{D_{hel}} \right)^2 \right)$$

Le tracé du coefficient de puissance (fig. 2.2.5.D) en fonction du rapport de vitesse $\lambda = \pi/J_o$ est réalisé pour plusieurs vitesses de courant V_o : 1.0 m/s (courbe basse), 1.5 et 2.0 m/s (courbe haute) avec une discrétisation $N_{sp}=20$. Ces courbes permettent de quantifier l'effet d'une variation de la vitesse des courants sur les performances hydrodynamiques globales de l'hélice : on constate que le rendement maximal augmente légèrement avec la vitesse V_o .

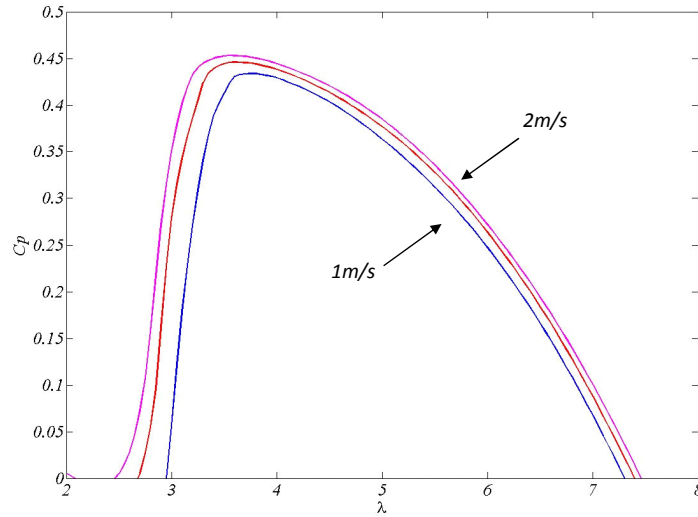


Figure 2.2.5.D : Tracé de la courbe $C_p(\lambda)$ à partir de la méthode BEM pour $V_o=1.0, 1.5$ et 2.0 m/s

Par ailleurs, les figures 2.2.5.E et 2.2.5.F présentent l'évolution, en fonction du rayon adimensionnel r/R , des facteurs d'induction $a(r/R)$ et $b(r/R)$ ainsi que du couple élémentaire $dQ(r/R)$ le long d'une pale pour une vitesse d'eau de $V_o=1.5m/s$ et un rapport de vitesse $\lambda=3,5$ (point pour lequel la courbe $C_p=f(\lambda)$ se rapproche de son maximum). On constate que l'état de sillage n'entre pas dans un état turbulent puisque $a(r/R)<0.4$ quel que soit r/R . On peut également constater que la charge sur l'hélice est essentiellement portée par la partie haute des pales.

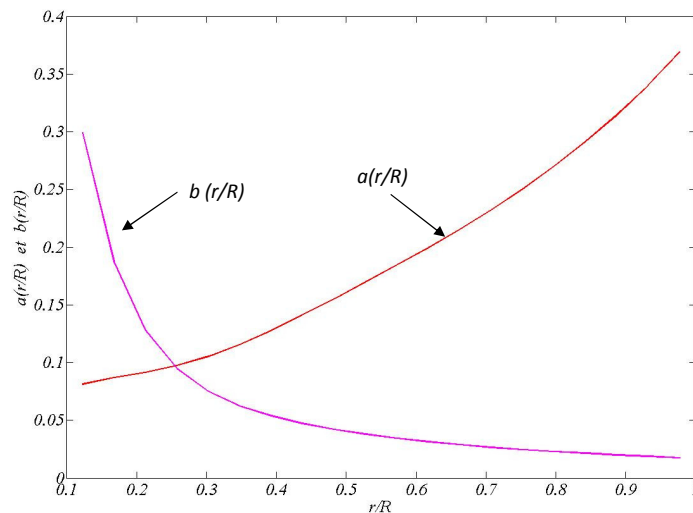


Figure 2.2.5.E : Evolution des facteurs d'induction $a(r/R)$ (courbe croissante) et $b(r/R)$ (courbe décroissante) pour $V_o=1.5$ m/s

Notons que les effets de correction relatifs aux phénomènes de pied de pale sont relativement mineurs : ce point pourrait être vérifié par un tracé de $C_p=f(\lambda)$ avec et sans correction de Prandtl.

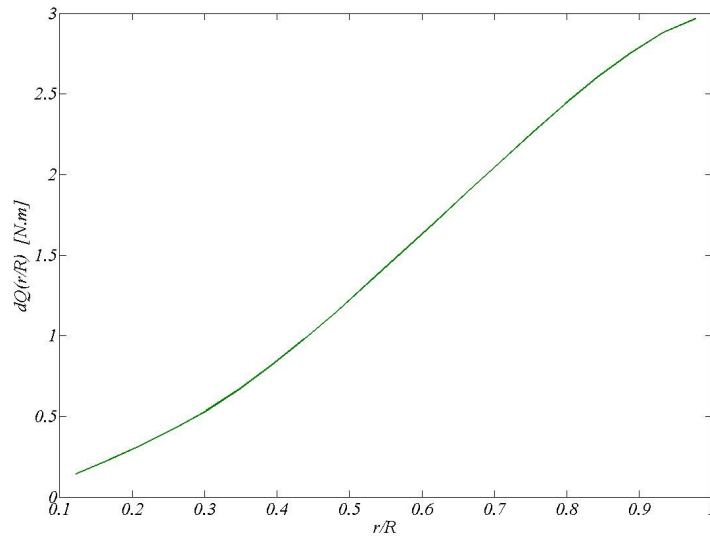


Figure 2.2.5.F : Tracé du couple élémentaire $dQ(r/R)$ pour $V_o=1.5$ m/s

■ Impact de la discrétisation des pales

Nous souhaitons ici mettre en évidence l'importance prise par le choix du nombre de divisions N_{sp} . A titre d'illustration, d'après les travaux en aérodynamique de [Jou01] portant sur des éoliennes, des calculs à partir de la méthode BEM sont réalisés sur une hélice de 10 m de diamètre : il est constaté que l'allure des courbes d'évolution du coefficient de puissance théorique $C_p(V_o)$ en fonction de la vitesse du fluide n'évolue plus à partir de $N_{sp}=700$. Notons qu'à partir d'une lecture plus approfondie de ces résultats, une discrétisation de 200 secteurs environ devrait permettre une précision de calcul très satisfaisante au stade d'un pré dimensionnement.

On présente ci-dessous l'évolution des courbes de coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ pour l'exemple d'hélice d'hydrolienne de profil NACA 0018 des pages précédentes avec 1,2,3 et 20 secteurs. On constate une rapide convergence des courbes à partir d'un seuil $N_{sp(min)} \leq 20$. Cette valeur est à considérer avec précaution et ne peut être généralisée : elle dépendra du diamètre d'hélice mais également de la géométrie de pale.

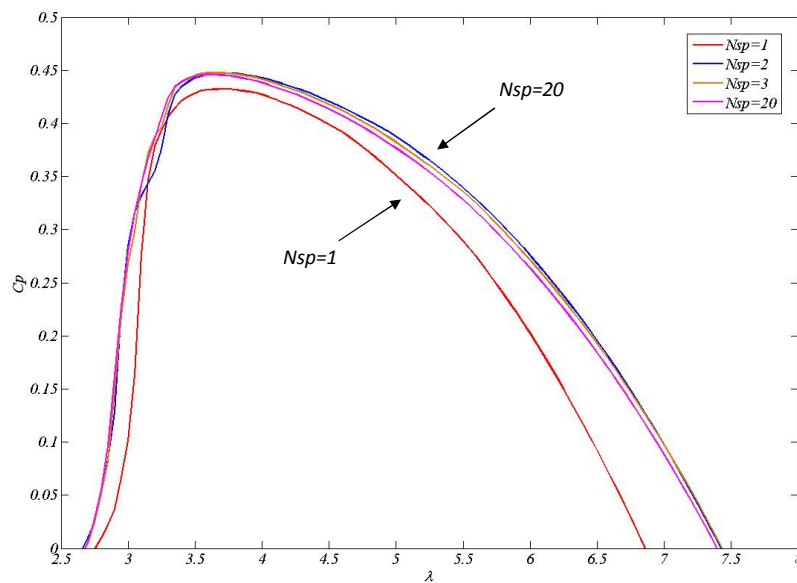


Figure 2.2.5.G : Courbes $C_p(\lambda)$ pour différentes valeurs de N_{sp} comprises entre 1 et 20

▪ Calcul des performances à partir d'un cahier des charges

Le fonctionnement et la modélisation de l'hélice étant établis, nous proposons ci-dessous un diagramme (fig. 2.2.5.H) synthétisant le principe de calcul des performances d'une hélice sous une approche séquentielle, tout en respectant les contraintes imposées par un cahier des charges. Ce dernier impose au minimum une vitesse d'eau V_o mais, à la différence de la propulsion, pas de poussée particulière (éventuellement une poussée maximale liée à la tenue mécanique de la structure). C'est la principale différence avec les modèles proposés précédemment pour la propulsion.

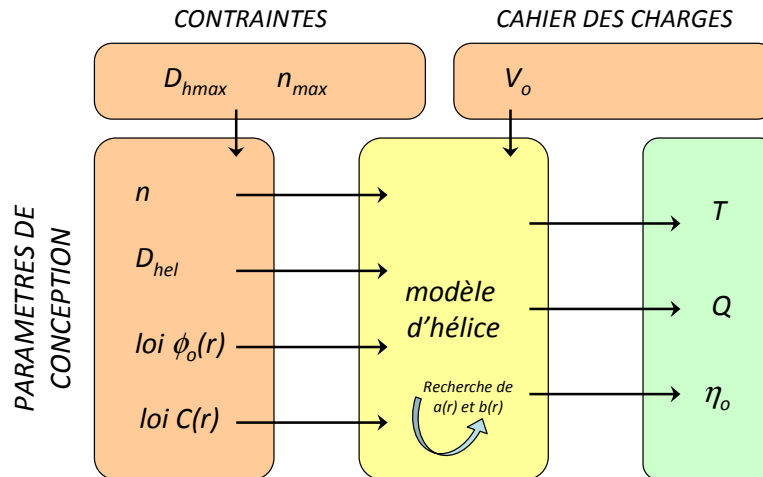


Figure 2.2.5.H : Principe du calcul des performances d'une hélice d'hydrolienne

Le diamètre d'hélice D_{hel} est laissé au choix du concepteur mais sera limité à une valeur maximale D_{hmax} (qui peut dépendre du niveau de puissance recherché mais également des caractéristiques du site). De la même façon, la vitesse de rotation n est laissée libre mais ne devra pas dépasser une certaine limite n_{max} imposée par des contraintes liées à la cavitation en extrémité de pales ou encore aux nuisances occasionnées sur l'environnement marin (bruit, blessures sur la faune).

Ce diagramme peut facilement être mis en parallèle avec les diagrammes proposés pour la propulsion afin d'en visualiser les principales différences.

Dans la continuité des modèles permettant de caractériser les performances des hélices, nous présentons dans les prochains paragraphes quelques aspects complémentaires d'ordre hydrodynamique qui seront utilisés au cas par cas en fonction des besoins :

- Modélisation du navire (cas de la propulsion)
- Modélisation des courants de marée (cas de la génération)
- Modélisation des effets visqueux d'entrefer (cas d'un entrefer immergé)

2.2.6 Modélisation du navire - cas de la propulsion

▪ Sillage

La vitesse d'eau V_o spécifiée aux paragraphes 2.2.2 et 2.2.4 n'est pas exactement la vitesse V_{nav} du navire. Il s'agit en réalité d'une vitesse moyenne calculée comme suit [Auc01]

$$V_o = (1 - \langle w \rangle) \cdot V_{nav} \quad (37.22)$$

où $\langle w \rangle \leq 1$ représente le sillage moyen du navire, moyenne sur l'hélice du sillage local $w(r, \theta) \leq 1$ qui dépend de la position sur l'hélice. Ce paramètre caractérise le fait que, derrière la carène du navire, la vitesse d'arrivée de l'eau sur l'hélice est différente de la vitesse du navire et de grandes disparités existent en fonction de la position sur l'hélice. Il est nécessaire de moyenner ces vitesses car les courbes caractéristiques d'hélice sont réalisées en eau libre où la vitesse d'arrivée V_o est uniforme sur toute l'hélice.

▪ Résistance à l'avancement

La résistance à l'avancement Rh_{nav} d'un navire dépend de ses caractéristiques géométriques et de sa vitesse V_{nav} . Chaque navire possède donc une loi $Rh_{nav} = f(V_{nav})$ qui lui est propre. Elle est généralement déterminée par des essais de remorquage sur modèle réduit en bassin.

▪ Effet de coque

Du fait d'une dépression créée sur la partie arrière de la carène lors de l'accélération de l'eau par l'hélice, la poussée T que doit fournir l'hélice est en réalité légèrement supérieure à la résistance à l'avancement Rh_{nav} du navire. On a ainsi la relation suivante

$$Rh_{nav} = (1 - t) \cdot T \quad (38.22)$$

où t est appelé coefficient de succion. En pratique, il est fréquent de trouver des valeurs de coefficient de succion de l'ordre de 0.2 à 0.3.

On le comprendra, l'objet de ce paragraphe n'est pas de modéliser les phénomènes hydrodynamiques ayant lieu sur la coque d'un navire. Il s'agit seulement de sensibiliser le concepteur du système propulsif au fait que pour, être réellement complet, un cahier des charges doit spécifier, au choix

- une (ou plusieurs) vitesse(s) d'arrivée d'eau V_o sur l'hélice ainsi que la (les) poussée(s) d'hélice T à fournir
- une (ou plusieurs) vitesse(s) de navire V_{nav} et la (les) résistance(s) à l'avancement Rh_{nav} . Ces données seront alors accompagnées des coefficients de sillage et de succion approximatifs attendus.

Note : plusieurs points de fonctionnement nominal peuvent être spécifiés. C'est le cas, par exemple, de la propulsion des chalutiers qui présentent deux vitesses de fonctionnement nominal distinctes : une vitesse de route vers le point de chalutage et une vitesse réduite en chalutage. C'est également le cas des frégates Anti Sous Marines qui ont une vitesse de croisière faible mais qui, dans une mission de lutte anti sous marine, sont amenées à faire des transits très rapides d'un point à un autre pour identifier la position de leur cible.

2.2.7 Modélisation des courants de marée - cas des hydrotolennes

Les hydrotolennes subissent des vitesses d'eau V_o qui évoluent en permanence avec le temps. Rappelons que les marées sont cycliques : elles sont soit de type semi diurne (cycle de 12 heures, prépondérant dans l'Atlantique), soit de type diurne (cycle de 24 heures, dans le Golfe du Mexique par exemple), soit d'un type intermédiaire entre les deux marées décrites précédemment (fréquentes dans les Océans Pacifique et Indien). Par ailleurs l'amplitude des marées varie en fonction des positions du soleil et de la lune par rapport à la terre. Les marnages importants se produisent lorsque soleil et lune conjuguent leurs forces d'attraction : on parle de vives eaux. A l'inverse, les marnages sont faibles lorsque soleil, terre et lune forment un angle de 90° : ce sont les mortes eaux. L'amplitude d'une marée se caractérise par son coefficient C compris entre 20 et 120.

Les caractéristiques des marées sont disponibles pour des mailles d'espace données. Elles sont généralement calculées à partir de bases de données océanographiques et permettent, notamment, de connaître la vitesse des courants en fonction du temps pour un lieu et une période donnée. Les services hydrographiques et océanographiques fournissent, pour un lieu donné, les vitesses, heure par heure, d'un cycle de marée lors de mortes eaux moyennes ($C=45$) et lors de vives eaux moyennes ($C=95$). Il est alors possible de déduire les vitesses d'un cycle de marée pour un coefficient de marée quelconque. Ainsi, la vitesse $V_h(C)$ à l'heure de marée h (h est un entier compris entre -6 et +6 pour une marée de type semi diurne) lors d'un cycle de marée de coefficient C est calculée comme suit

$$V_h(C) = V_h(45) + (V_h(95) - V_h(45)) \cdot (C - 45) / (95 - 45) \quad (39.22)$$

La figure 2.2.7.A présente un exemple de vitesses de marée sur le site du Raz de Sein pour les 3 premiers mois de 2007 calculées à partir de données du Service Hydrographique et Océanographique de la Marine [Sho01].

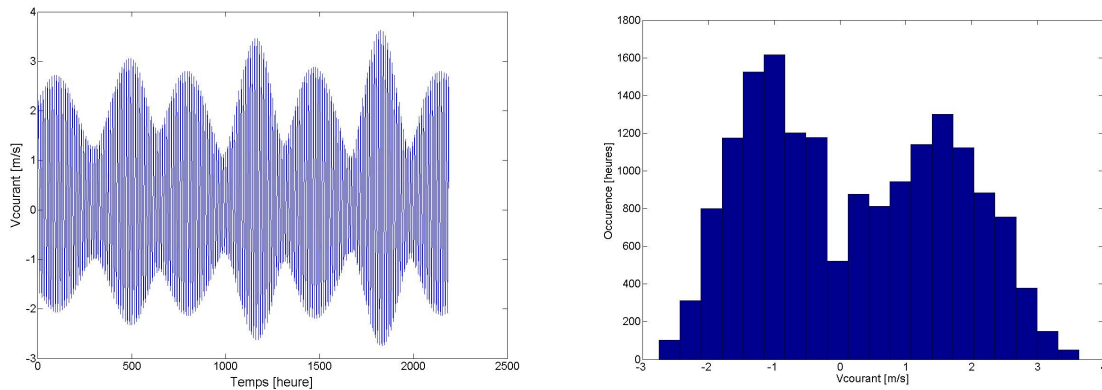


Figure 2.2.7.A : (a) Tracé des vitesses de courant $V_o(t)$ en fonction du temps dans le Raz de Sein pour les 3 premiers mois de l'année 2007 - (b) Histogramme associé

Cette représentation temporelle est transposée sous forme d'un histogramme (fig. 2.2.7.A) avec, en abscisse, $N_v=20$ vitesses caractéristiques V_k (la valeur de N_v est choisie arbitrairement pour le moment) et, en ordonnée, leur occurrence $Occ(V_k)$ associée. Nous le verrons au chapitre suivant dédié à la phase d'optimisation, une telle représentation perd intrinsèquement des informations, mais réduit substantiellement les temps de calcul dans un processus systématique où un nombre élevé de données à traiter devient vite pénalisant.

Par ailleurs, le calcul du rendement énergétique, pour une période de marée et un lieu donnés, s'effectue comme le ratio de l'énergie récupérée pendant cette période sur l'énergie maximale théoriquement récupérable.

$$\eta_{energ} = \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_p(V_k) \cdot Occ(V_k) \cdot V_k^3 \right) / \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_{pBetz} \cdot Occ(V_k) \cdot V_k^3 \right) \quad (40.22)$$

On suppose, pour une vitesse de courant V_k , un coefficient de puissance $C_p(V_k)$ constant au cours de la période associée. Le rendement énergétique maximal sera obtenu en cherchant, pour chaque vitesse V_k , la vitesse d'hélice optimale permettant d'obtenir un coefficient de puissance maximal $C_{pmax}(V_k)$. C'est sur ce principe, connu sous le terme anglo-saxon « Maximum Power Point Tracking » (MPPT), que fonctionnent de nos jours la plupart des aérogénérateurs de forte puissance [Mul02].

2.2.8 Prise en compte des effets visqueux dans un entrefer immergé

- L'objet de ce paragraphe est de quantifier approximativement le couple visqueux C_v dû au cisaillement de l'eau dans l'entrefer lors de la mise en rotation du rotor par rapport au stator. En effet, certains travaux présentés dans l'étude bibliographique du premier chapitre [Sha02], [Ver04] évoquent la possible réduction de l'efficacité de systèmes propulsifs RD du fait de la viscosité de l'eau dans l'entrefer. Ces effets n'y sont cependant pas quantifiés avec précision.

- Par soucis de simplification, on ignore ici les effets de l'écoulement axial de l'eau que l'on suppose négligeable. Les écoulements attendus sont de nature turbulente du fait de nombres de Reynolds très élevés de l'ordre de 10^5 . On rappelle ci-dessous la définition de ce nombre qui s'écrit

$$Re_e = \frac{V_e \cdot D_h}{\nu_{eau}} \quad (41.22)$$

où, dans le contexte d'une étude de l'entrefer, $V_e = 2\pi n R_{int}$ est la vitesse périphérique du rotor, avec R_{int} le rayon externe du rotor, et D_h le diamètre hydraulique de l'entrefer, à savoir $D_h = e_{meca}$.

- Rappelons que l'expression analytique du couple visqueux entre deux cylindres en mouvement classiquement utilisée pour la mesure de la viscosité des fluides n'est pas valable dans le contexte de notre étude car les expressions utilisées sont uniquement valables dans le cas d'écoulements de type Couette laminaire. D'après [Gre02] l'écoulement est laminaire tant que $Re_e \leq 1.10^3$.

- La première référence concerne les travaux menés par la NASA [Vra01], et évoqués dans [Gre01], où une expression analytique des pertes visqueuses $P_v = C_d \cdot 2\pi n$ dans l'entrefer de machines électriques tournantes est proposée. Les travaux concernent des alternateurs destinés à des applications spatiales fonctionnant avec des gaz autres que l'air et sous des pressions différentes de la pression atmosphérique standard. Les écoulements de fluide dans l'entrefer sont supposés sans composante axiale. Les formulations, issues de la théorie de l'écoulement turbulent établi entre deux plans parallèles, s'écrivent

$$P_v = C_d \pi D L \rho_{eau} V_e^3 / 2 \quad (42.22)$$

où C_d est le coefficient de friction lié au nombre de Reynolds par la relation

$$1/\sqrt{C_d} = 2.04 + 1.768 \ln(Re_e \sqrt{C_d}) \quad (43.22)$$

Ces formulations analytiques sont comparées à des données expérimentales de machines dans l'air à hautes vitesses (12000 tours/min) pour un régime d'écoulement turbulent ($Re_e = 5 \cdot 10^3$). La précision des formules est satisfaisante puisque l'écart théorie/expérimental est inférieur à 7%. Ces formulations sont cependant à prendre avec précaution pour la présente étude car les nombres de Reynolds attendus sont plus élevés, typiquement entre 10^4 et 10^6 du fait d'entrefers épais et d'une viscosité cinématique de l'eau ν_{eau} plus faible que celle de l'air.

- La seconde référence pertinente concerne les travaux expérimentaux de Wendt en hydrodynamique et résumés dans [Lim01]. Ces travaux portent sur l'étude du couple visqueux pour des écoulements turbulents de Taylor-Couette à hauts Reynolds où un cylindre intérieur est mis en rotation par rapport à un cylindre extérieur fixe. Le fluide dans l'entrefer est de l'eau. Une formulation empirique du couple visqueux adimensionné $G = C_v / (\rho_{eau} V_{eau}^2 L)$ est donnée pour des nombres de Reynolds compris entre 10^4 et 10^5 , des ratios de rayons η_r compris entre 0.68 et 0.935 et des facteurs de forme $\Gamma = L/e_{meca}$ compris entre 8.5 et 42

$$C_v / (\rho_{eau} V_{eau}^2 L) = 0.23 \eta_r^{3/2} / (1 - \eta_r)^{7/4} Re_e^{1.7} \quad (44.22)$$

$$\text{avec } \eta_r = R_{int}/R_{ext} \quad (45.22)$$

où R_{int} et R_{ext} sont les rayons des cylindres intérieur (en rotation) et extérieur (fixe)

Cette formulation est appuyée par des résultats expérimentaux montrant une très bonne corrélation avec la théorie, les écarts étant de l'ordre de 3%.

- A titre d'illustration, les formulations (42.22) à (45.22) sont appliquées sur deux exemples issus d'applications réelles : le 1^{er} exemple concerne un propulseur RIM de moyenne puissance inspiré des travaux de Krøvel [Kro01]. Le 2nd exemple concerne un générateur RIM de moyenne puissance inspiré de travaux industriels actuellement réalisés au Canada [Cle01]

1^{er} exemple : machine de propulsion tournant à 700 tours/min et d'une puissance de 100kW. Le diamètre d'alésage du stator est $D=0.680m$, l'entrefer mécanique $e_{mecc}=0.010m$ et la longueur axiale est $L=0.15m$. Ainsi

d'après (42.22) et (43.22)	$C_v \approx 94N.m$	soit $\approx 6.9\%$ du couple de la machine
d'après (44.22) et (45.22)	$C_v \approx 23N.m$	soit $\approx 1.7\%$ du couple de la machine

Le nombre de Reynolds prévu est $Re_e=3.1.10^5$, le ratio $\eta_r=0.97$ et le facteur de forme $\Gamma=15$.

2nd exemple : hydrolienne tournant à 50 tours/min et d'une puissance de 65kW. Le diamètre d'alésage du stator est $D=3m$, l'entrefer mécanique $e_{mecc}=0.030m$ et la longueur axiale est $L=0.10m$.

d'après (42.22) et (43.22)	$C_v \approx 121N.m$	soit $\approx 1.0\%$ du couple de la machine
d'après (44.22) et (45.22)	$C_v \approx 28N.m$	soit $\approx 0.2\%$ du couple de la machine

Le nombre de Reynolds prévu est $Re_e=2.9.10^5$, le ratio $\eta_r=0.98$ et le facteur de forme $\Gamma=3.3$.

On note, pour chaque exemple, une nette disparité entre les résultats. Par ailleurs, pour les deux approches proposées, les conditions de fonctionnement diffèrent des conditions expérimentales ayant permis d'établir les relations (42.22) et (44.22). Les valeurs du couple visqueux obtenues à partir des formulations de la NASA sont les plus pessimistes. Cependant, un doute important subsiste quant à leur pertinence pour cette étude étant donné les hauts niveaux de Reynolds rencontrés ($Re_e \approx 3.10^5$). Les formulations de Wendt prévoient, quant à elles, des valeurs de couple plus optimistes - environ 4 fois moindres - mais un doute subsiste également puisque, dans le cadre de notre étude, le ratio $\eta_r = R_{int}/R_{ext}$ est de l'ordre de 0,97-0,98 alors que les travaux de Wendt sont réalisés pour $\eta_r \leq 0.935$. L'exemple de l'hydrolienne est par ailleurs plus problématique car le facteur de forme Γ est particulièrement faible.

Il est donc difficile de conclure avec certitude sur l'importance prise par le couple visqueux dans l'entrefer immergé et les formulations proposées pour cette étude seront à utiliser avec une précaution particulière. D'après la formule (42.22), ces effets peuvent prendre des proportions non négligeables (presque 7% du couple nominal pour le premier exemple). Cependant, les conditions expérimentales pour lesquelles ces travaux ont été validés sont éloignées des conditions de notre étude (hauts Reynolds compris typiquement entre 10^5 et 10^6). La formulation (44.22) semble à première vue plus appropriée pour la présente étude, au moins dans le cas de la propulsion, bien que les ratios η_r soient plus proches de 1 dans notre étude. De plus, dans le cas des hydroliennes, les rapports de forme sont très particuliers (comme on le verra dans la partie 2.3) puisque les machines s'apparentent plus à des anneaux qu'à des cylindres.

- Afin de compléter ces considérations, ajoutons les travaux de Lathrop et al. [Lat01] qui constatent que, pour des écoulements turbulents de Taylor Couette à Reynolds très élevés (l'étude est faite jusqu'à $Re_e=1.23.10^6$), le couple adimensionné G suit une loi $G \sim Re^\alpha$ où α n'est pas constant mais croît progressivement avec Re_e , au fur et à mesure que l'organisation des écoulements de Taylor se modifie, pour atteindre $\alpha \approx 1.87$ à $Re_e=1.23.10^6$. Ces valeurs sont obtenues avec un ratio $\eta_r=0.7246$ et un facteur de forme $\Gamma=11.47$. Ainsi l'estimation du couple suivant (44.22) devrait être trop optimiste dans certains cas (si les Reynolds sont très élevés, c'est-à-dire de l'ordre de 10^6). A titre d'exemple, si dans (44.22) on remplace $\alpha=1.70$ par $\alpha=1.87$, alors les résultats des exemples précédents sont réévalués comme suit

<u>1^{er} exemple</u> :	$C_v \approx 198N.m$	soit $\approx 14.5\%$ du couple de la machine
<u>2nd exemple</u> :	$C_v \approx 233N.m$	soit $\approx 1.9\%$ du couple de la machine

Ces calculs laissent présager que la formule (42.22) est loin d'être irréaliste. Comme expliqué dans [Lat01], les écoulements organisés de Taylor tendent en effet à disparaître progressivement à de hauts Reynolds et une équivalence avec un écoulement turbulent établi entre 2 plans parallèles est réaliste.

- Ainsi, pour la suite de cette étude, on se propose de mener en parallèle deux calculs :

- A- un calcul « optimiste » basé sur l'étude des écoulements turbulents de Taylor à hauts Reynolds par Wendt
- B- un calcul « pessimiste » basé sur la théorie de l'écoulement turbulent établi entre deux plans parallèles.

Il est évident qu'une étude spécifique et approfondie sur les phénomènes hydrodynamiques dans l'entrefer resterait à mener. Si la seule bibliographie ne permet pas une amélioration de la compréhension de ces phénomènes, une étude de nature expérimentale devra logiquement être envisagée. A titre d'exemple, la figure ci-dessous représente un projet de développement expérimental qui a été envisagé au cours de ces travaux. L'objectif est la mesure des pertes hydrodynamiques dans un entrefer d'épaisseur variable pour des ratios $\eta_r = R_{int}/R_{ext}$ typiques de machines électriques de grand diamètre, de l'ordre de 0.97 à 0.99, et des nombres de Reynolds élevés de l'ordre de 10^5 .

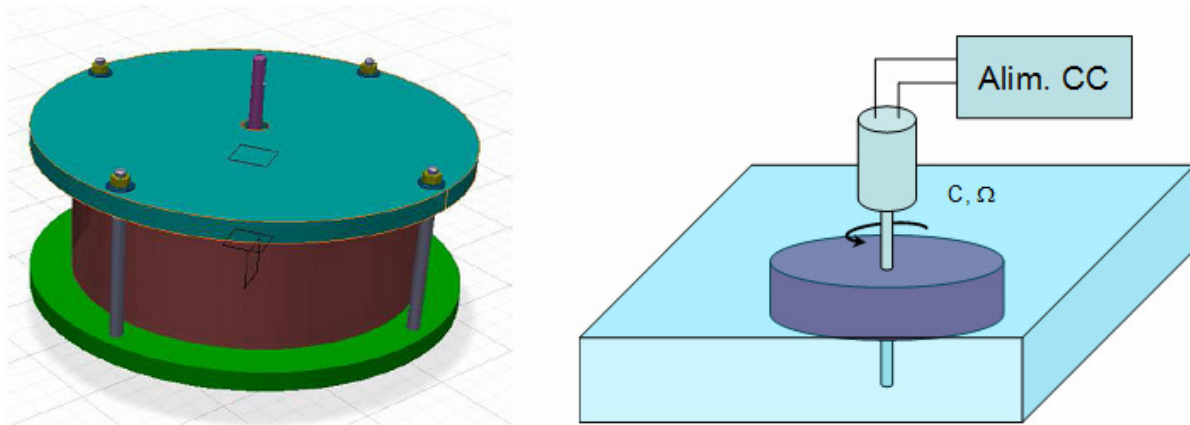


Figure 2.2.8.A : Projet expérimental de mesure du couple visqueux dans l'entrefer immergé d'un système composé d'un cylindre fixe et d'un cylindre mobile.

Ce dernier est entraîné par une machine à courant continu à vitesse variable. Le cylindre rotorique est interchangeable de sorte que l'étude puisse être réalisée pour plusieurs épaisseurs d'entrefer (Source : IRENav)

Le paragraphe 2.2 traitant de la modélisation d'ordre hydrodynamique étant achevé, nous allons présenter au paragraphe 2.3 le modèle permettant de caractériser les phénomènes d'ordre électromagnétique ayant lieu au sein de la partie électrique du système. La philosophie de la modélisation reste néanmoins la même : simplicité et temps de calculs courts, robustesse et bonne précision.

2.3 Modélisation électromagnétique

2.3.1 Introduction

La machine électrique étudiée est une machine triphasée synchrone à aimants permanents déposés et à flux radial. A la lumière de l'étude bibliographique du premier chapitre [Sha01], [Hol01], [Lea01], elle apparaît comme une solution à priori appropriée aux structures hélice / machine à entraînement circonférentiel où l'épaisseur de machine doit être la plus fine possible.

Le modèle présenté au paragraphe 2.3.2 ainsi qu'en annexe D doit permettre une estimation rapide des performances électromagnétiques (EM) de la machine en régime établi : induction, densités de courant, pertes, force électromotrice, etc. Bien que de précision modeste, les équations constituent un bon point de départ et permettent de faire ressortir des tendances dans le cadre d'un dimensionnement multi-physique.

Au paragraphe 2.3.3, nous présentons les contraintes imposées au modèle. Certaines équations sont classiques alors que d'autres sont spécifiques à la structure à entraînement périphérique.

Au paragraphe 2.3.4, nous mettons en évidence les limites d'une modélisation trop simplifiée dans le cas particulier des machines à entraînement périphérique. Nous proposons alors quelques adaptations des équations du paragraphe 2.3.2 qui prennent en compte le fait que les machines aient un entrefer épais et un nombre de pôles élevé et, dans le cas des hydroliennes, le fait qu'elles soient axialement très courtes.

Concernant les configurations de bobinage, deux types de bobinages sont ici considérés :

A- Un bobinage diamétral à $S_{pp} = 1$ encoche/pole/phase : cette solution, couramment utilisée au stade d'un pré dimensionnement de machine, est ici considérée pour le cas de la propulsion où les proportions géométriques restent relativement classiques.

B- Un bobinage concentré à $S_{pp} = 1/2$ encoche/pole/phase à 2 couches : ce bobinage est simple à étudier et à mettre en œuvre. Il constitue une alternative intéressante au bobinage diamétral car il permet de limiter la taille des têtes de bobine tout en conservant un bon coefficient de bobinage [Cro01]. Il apparaît comme une solution pertinente pour les générateurs hydroliens dont les longueurs axiales sont très courtes.

Les figures 2.3.1.A à 2.3.1.C donnent des vues de la machine électrique étudiée. Elles font apparaître l'ensemble des variables géométriques utilisées dans les équations qui vont être présentées.

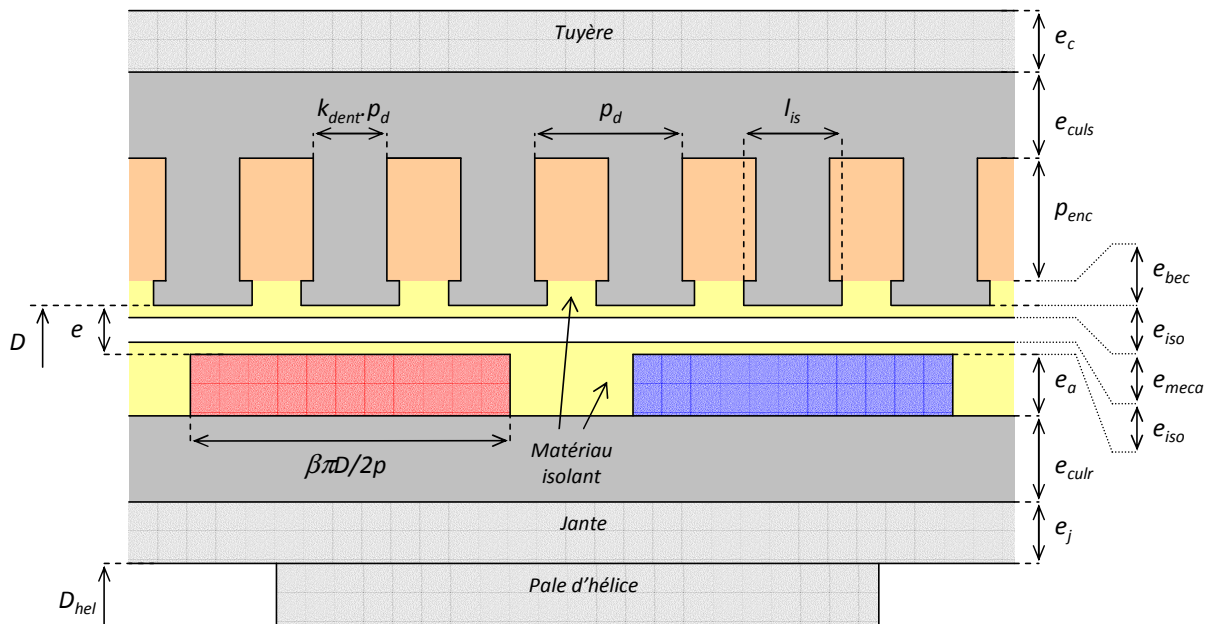


Figure 2.3.1.A : Section de la machine électrique dans un plan normal à l'axe de rotation sur une largeur bipolaire (cas $S_{pp}=1$)

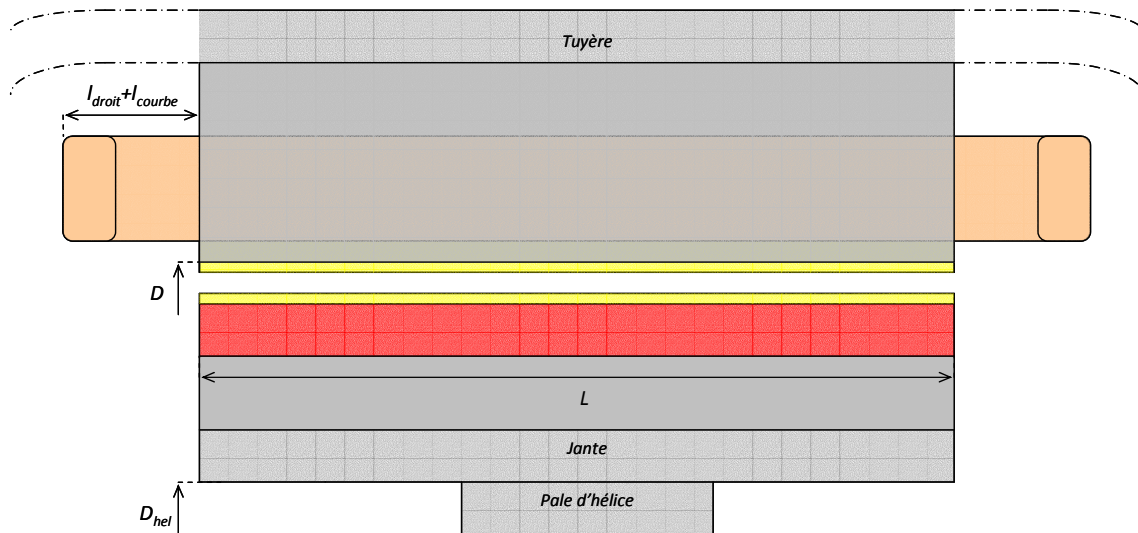


Figure 2.3.1.B : Section de la machine électrique dans un plan passant par l'axe de rotation et centré dans une dent

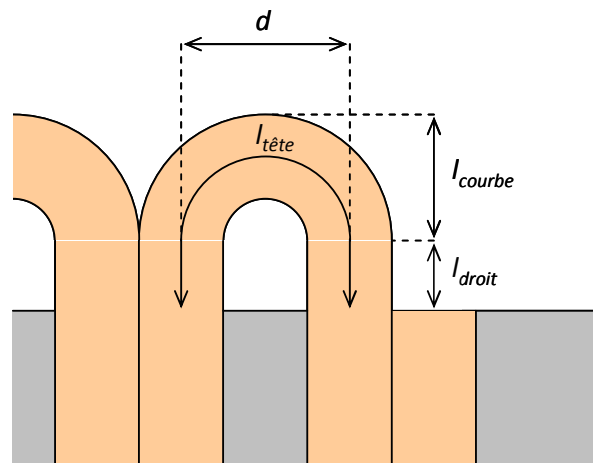


Figure 2.3.1.C : Détail d'une tête de bobine (cas $S_{pp}=1/2$)

▪ Convertisseur associé à la machine

Comme le représente le schéma de principe de la figure 2.3.1.D, nous considérons la machine connectée à un onduleur de tension associé à une commande MLI. Comme nous le verrons dans la suite de cet exposé, certaines formulations du modèle de base proposé au paragraphe 2.3.2 ainsi que certaines contraintes de dimensionnement du paragraphe 2.3.3 reposent sur cette hypothèse.

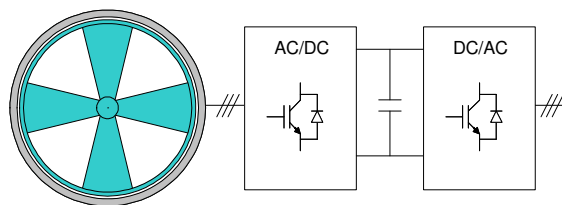


Figure 2.3.1.D : Schéma de principe d'alimentation de la machine électrique

Il est cependant important de préciser que le convertisseur n'est pas ici modélisé. Ce choix s'est imposé du fait de contraintes de temps ne nous ayant pas permis d'aborder cette modélisation qui, tant du point de vue des pertes que du pouvoir de coupure des semi-conducteurs, n'en reste pas moins importante et constitue une perspective intéressante pour la suite de ces travaux.

2.3.2 Modèle de base

Par modèle de base, nous entendons l'ensemble des équations communément utilisées pour la modélisation d'une machine synchrone à aimants permanents. Par souci de lisibilité, nous ne présentons dans ce paragraphe que les principales équations du modèle et invitons le lecteur à se reporter à l'annexe D pour les autres.

▪ Couple électromagnétique moyen

La machine est connectée à un onduleur de tension associé à une commande MLI qui permet le contrôle de l'onde de courant au stator. L'onde de courant au stator est ainsi considérée quasi sinusoïdale. Cela nous permet d'exprimer la valeur absolue du couple électromagnétique moyen résultant de l'interaction des fondamentaux de la FEM induite et du courant au stator en régime nominal

$$\langle C_{em} \rangle = k_{b1} \sqrt{2} A_L B_{Rr1} (\pi D^2 L / 4) |\cos(\psi)| \quad (1.23)$$

B_{Rr1}	Valeur crête du fondamental de la composante radiale de l'induction rotorique en surface du stator (T)
A_L	Densité linéique de courant efficace de la machine (A_{eff}/m)
D	Diamètre d'alésage du stator (m)
L	Longueur active du stator sans prise en compte des têtes de bobine (m)
k_{b1}	Coefficient de bobinage du 1 ^{er} harmonique
ψ	Déphasage (I_1, E_1) = $\pi/2 - (\text{flux rotor, flux stator})$ en convention récepteur (rad) $\psi \in [0, \pi/2]$ en moteur et $\psi \in [\pi/2, \pi]$ en générateur.

▪ Pertes Fer au stator

Pour le calcul des pertes Fer, il est fréquent que les fabricants de tôles magnétiques ne distinguent pas les pertes par Hystérésis des pertes par Courant de Foucault, en pratique très fortement liées, mais donnent la valeur des pertes fer massiques totales P_o pour une induction maximale B_{omax} et une fréquence électrique f_o données. Les pertes massiques globales dans des tôles courantes peuvent, en 1^{ère} approximation d'après [Gre01], s'écrire

Dans la culasse sous une fréquence f_{elec} et une induction $\langle B_{cul} \rangle_{max}$

$$p_{F_cul} = 1,5 \cdot P_o \cdot (f_{elec} / f_o)^{3/2} (\langle B_{cul} \rangle_{max} / B_{omax})^{2,2} \quad (2.23)$$

Dans la culasse sous une fréquence f_{elec} et une induction $\langle B_{dent} \rangle_{max}$

$$p_{F_dent} = 3 \cdot P_o \cdot (f_{elec} / f_o)^{3/2} (\langle B_{dent} \rangle_{max} / B_{omax})^{2,2} \quad (3.23)$$

Les équations permettant le calcul des inductions moyennes maximales $\langle B_{cul} \rangle_{max}$ et $\langle B_{dent} \rangle_{max}$ sont données en annexe D. Les pertes fers totales s'expriment alors comme suit

$$P_F = p_{F_cul} \cdot M_{cul} + p_{F_dent} \cdot M_{dent} \quad (4.23)$$

avec M_{cul} La masse totales de la culasse du stator (kg)
 M_{dent} La masse totales des dents du stator (kg)

Les équations permettant le calcul des masses M_{cul} et M_{dent} sont données en annexe D.

▪ Relation entre le couple électromagnétique moyen et le couple d'hélice en régime établi

Les formulations suivantes donnent l'expression du couple d'hélice Q en régime établi en fonction du couple électromagnétique moyen $\langle C_{em} \rangle$, des pertes Fer stator P_{FR} générées par la rotation du rotor, de la vitesse de rotation de l'arbre $\Omega = 2\pi n$ exprimée en rad/s et du couple visqueux d'entrefer C_v . Elle permet ainsi de faire le lien entre les modèles hydrodynamique et électromagnétique

$$\begin{aligned} Q &= \langle C_{em} \rangle - P_{FR} / \Omega - C_v && \text{en fonctionnement moteur} \\ \text{ou} \quad Q &= \langle C_{em} \rangle + P_{FR} / \Omega + C_v && \text{en fonctionnement générateur} \end{aligned} \quad (5.23)$$

Note : nous nous plaçons en régime établi et ne raisonnons ici que sur des valeurs absolues de couple et vitesse.

▪ Pertes Joule et Résistances de bobinage

En prenant en compte les pertes Joule dans les têtes de bobine qui, nous le verront, contribuent de manière non négligeable aux pertes sur certaines applications, les pertes Joule s'expriment classiquement comme suit

$$P_J = 3(R_a + R_{tb})(A_L \pi D / (6N_{ce} \rho S_{pp}))^2 \quad (6.23)$$

où $R_a = \rho_{Cu} (2N_{ce} \rho S_{pp}) \cdot L / S_c$ est la résistance des parties actives (Ω) (7.23)

$R_{tb} = \rho_{Cu} (2N_{ce} \rho S_{pp}) \cdot l_{tête} / S_c$ est la résistance des têtes de bobine (Ω) (8.23)

$S_c = k_r p_{enc} (1 - k_{dent}) \pi D / (6N_{ce} \rho S_{pp})$ est la surface active d'un conducteur (m^2) (9.23)

et

N_{ce}	Nombre de conducteurs par encoche
p	Nombre de paires de pôles
S_{pp}	Nombre d'encoches par pôle et par phase
$l_{tête}$	longueur moyenne des têtes de bobine (m)
k_r	coefficient de remplissage des encoches

Ce dernier paramètre dépend du type de bobinage choisi (pour cette étude, diamétral ou concentré). En 1^{ère} approximation, en supposant cette tête composée d'une partie droite et d'une partie courbée, on obtient

$l_{tête} \approx l_{droit} + \pi^2 D / (4p)$ pour un bobinage diamétral (10.23)

$l_{tête} \approx l_{droit} + (\pi^2 D / (4p)) \cdot (1 + k_{dent}) / (6S_{pp})$ pour un bobinage concentré à 2 couches (11.23)

avec k_{dent} Ratio largeur de dent / pas dentaire (les becs ne sont pas considérés)

▪ Rendement

La formulation suivante du rendement EM permet la prise en compte des deux fonctionnements possibles de la machine, à savoir en moteur ou générateur. P_J représente ici les pertes Joule dans les bobinages et P_F représente les pertes Fer totales au stator, générées par les champs rotorique et statorique.

$\eta_{elec} = \frac{(Q + C_v) \Omega}{(Q + C_v) \Omega + P_J + P_F}$ en fonctionnement moteur (12.23)

ou $\eta_{elec} = \frac{(Q - C_v) \Omega - (P_J + P_F)}{(Q - C_v) \Omega}$ en fonctionnement générateur

▪ Inductances

Comme pour les résistances, la connaissance des inductances de la machine sera nécessaire afin d'estimer la constante de temps électrique ainsi que la différence de potentiel aux bornes de la machine en régime établi. Leur calcul est par contre plus délicat et des hypothèses simplificatrices sont faites. Ainsi, les lignes de champ dans l'entrefer, créées lors de l'alimentation d'une phase, sont supposées radiales

- Pour un bobinage diamétral triphasé à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase, les inductances propres L_p et cyclique L_c valent, à partir du théorème d'Ampère

$L_{c_Spp=1} = (4/3) L_{p_Spp=1}$ avec $L_{p_Spp=1} = N_{ce}^2 \mu_o \pi D L / (4k_c e_\mu)$ (13.23)

Avec le même raisonnement, si le bobinage est concentré triphasé à $S_{pp}=1/2$ encoche/pole/phase

$L_{c_Spp=1/2} = (3/2) L_{p_Spp=1/2}$ avec $L_{p_Spp=1/2} = (2/9) N_{ce}^2 \mu_o \pi D L / (4k_c e_\mu)$ (14.23)

- Prise en compte des fuites à l'intérieur de l'encoche

Ces inductances sont prises en compte, car loin d'être négligeables, pour des machines à grand entrefer magnétique. Leur calcul est détaillé dans [Fog01] et retranscrit de manière exhaustive dans [Scu02].

$$I_{fp} = k_s \frac{12p^2 S_{pp}^2 N_{ce}^2 \mu_o L}{(1 - k_{dent}) \pi D} \cdot \left(\frac{p_{enc}}{3} + \frac{e_{bec}}{p_{ouv}} \right) \quad (15.23)$$

avec $k_s = 1/n_c$ où $n_c=1$ pour un bobinage à 1 couche (c'est le cas du bobinage diamétral étudié)
 $n_c=2$ pour un bobinage à 2 couches (c'est le cas du bobinage concentré étudié)

- *Prise en compte des fuites d'encoche mutuelles (pour un bobinage à 2 couches uniquement)*

$$I_{fM} = -I_{fp} / 2 \quad \text{si } S_{pp}=1/2 \quad (16.23)$$

▪ Force électromotrice à vide et courant au stator

On se concentrera sur la valeur efficace E_1 du fondamental de la force électromotrice à vide (FEM). En effet, pour des machines à grand entrefer, l'onde de tension tendra, dans une majorité de cas, à se rapprocher d'une sinusoïde. De plus, le courant au stator est contrôlé par un convertisseur de tension à commande MLI et sa forme d'onde est supposée quasi sinusoïdale : ainsi, seule l'interaction avec l'onde fondamentale de le FEM produira un couple moyen non nul. L'interaction du courant avec les ondes de tension de rang supérieur produira des couples parasites théoriquement négligeables par rapport au couple moyen.

$$E_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} k_{b1} N_{cep} p S_{pp} L \Omega D B_{Rr1} \quad (17.23)$$

avec $N_{cep} = N_{ce}/n_c$ où $n_c=1$ pour un bobinage à 1 couche
 $n_c=2$ pour un bobinage à 2 couches

Concernant le courant efficace au stator, il est lié à la densité linéique de courant par la relation suivante

$$I_1 = A_t \pi D / (6 N_{ce} p S_{pp}) \quad (18.23)$$

On en déduit la valeur efficace de la tension en entrée de la machine (on se place en convention récepteur)

$$V_1 = (E + R I \cos \psi + X I \sin \psi)^2 + (X I \cos \psi - R I \sin \psi)^2 \quad (19.23)$$

où $R = (R_a + R_{tb})$ représente la résistance totale d'une phase

$$X = 2\pi f_{elec} \cdot (L_c + I_{fp} - I_{fM}) \quad \text{représente la réactance totale d'une phase} \quad (20.23)$$

et $f_{elec} = p\Omega / (2\pi)$ représente la fréquence électrique (21.23)

L'ensemble des équations de type égalité permettant de caractériser le fonctionnement de base de la machine électrique, tant en fonction moteur que générateur, a été décrit dans ce paragraphe. En complément essentiel à ces équations, nous présentons au paragraphe 2.3.3 les principales contraintes de dimensionnement de type inégalité à prendre en compte.

2.3.3 Contraintes de dimensionnement

Les formules présentées ci-dessous sont des contraintes de type inégalité. Elles permettent la prise en compte de contraintes de conception qu'il est souhaitable de considérer dès le pré dimensionnement. Certaines sont classiques mais d'autres spécifiques à l'application RD.

La prise en compte de ces contraintes dès la phase de pré dimensionnement se justifie d'autant plus dans le cadre d'un programme d'optimisation globale d'un système hélice/machine électrique où les solutions irréalistes doivent être écartées le plus tôt possible.

1- Afin d'éviter une désaimantation irréversible des aimants, le champ magnétique minimal dans les aimants $H_{a(min)}$ devra vérifier la relation suivante

$$H_{a(min)} > H_{cj} \quad (22.23)$$

Les équations permettant le calcul de $H_{a(min)}$ sont détaillées en annexe D.

Les valeurs de champs coercitifs typiques retenues pour cette étude sont résumées ci-dessous. La gamme des nuances d'aimants disponibles sur le marché étant très large, il ne s'agit ici que de valeurs typiques

Tableau 2.3.3.A : Valeurs usuelles des champs coercitifs des principaux types d'aimants

NdFeB	H_{cj}	-1.10^6	A/m
SmCo	H_{cj}	$-1.1.10^6$	A/m
Plasto NdFeB	H_{cj}	$-9.5.10^5$	A/m
Ferrite	H_{cj}	$-2.6.10^5$	A/m
Plasto Ferrite	H_{cj}	$-2.1.10^5$	A/m

Les problématiques de désaimantation sont potentiellement critiques sur des structures RD où les machines, parfois fines comme le montrent certains travaux [Sha01], sont optimisées en termes de densité de courant et épaisseur d'aimant.

2- Afin de limiter la saturation des dents et des culasses, l'induction maximale dans ces domaines ne pourra dépasser une valeur $B_{fer(max)}$ qui dépendra des propriétés du matériau ferromagnétique utilisé

$$\langle B_{cul} \rangle_{max} < B_{fer(max)} \quad (23.23)$$

$$\langle B_{dent} \rangle_{max} < B_{fer(max)} \quad (24.23)$$

Les équations permettant le calcul des inductions moyennes maximales $\langle B_{cul} \rangle_{max}$ et $\langle B_{dent} \rangle_{max}$ sont données en annexe D.

Les structures RD imposant des contraintes fortes sur l'épaisseur de la machine, il est possible qu'un algorithme d'optimisation tende affiner les épaisseurs des culasses ou les largeurs des dents. Les relations (23.23) et (24.23) sont de fait importantes. La valeur de $B_{fer(max)}$ sera typiquement comprise entre 1,2 et 1,7T pour des tôles magnétiques du commerce.

3- Le ratio profondeur / largeur de dent devra conserver des proportions réalistes du point de vue de la fabrication comme de la tenue mécanique en fonctionnement. Une limite maximale $R_{dent(max)}$ sera donc imposée

$$6p_{enc}pS_{pp} / (k_{dent}\pi D) < R_{dent(max)} \quad (25.23)$$

D'après [Mer01], un ratio compris entre 9 et 12 engendre des dents fines et fragiles. On propose, dans le cadre de cette étude, une valeur moyenne $R_{dent(max)} \approx 7$. A l'opposé, on ne souhaite pas non plus imposer des encoches trop trapues, qui ne sont pas forcément optimales du point de vue du ratio puissance / volume de la machine.

4- De la même façon, le ratio profondeur / largeur des aimants devra conserver des proportions réalistes, ainsi

$$e_a 2p / (\beta \pi D) < R_{a(max)} \quad (26.23)$$

Un aimant plus haut que large ne semble pas réaliste et on propose d'utiliser une valeur maximale $R_{a(max)} \approx 1$.

A l'opposé, un aimant trop fin n'est structurellement pas envisageable et on fixe une limite sur l'épaisseur minimale, typiquement $e_{a(min)} \approx 1mm$

$$e_{a(min)} < e_a \quad (27.23)$$

Les structures RD imposant des contraintes fortes sur l'épaisseur de la machine, il est possible qu'un algorithme d'optimisation tende à limiter l'épaisseur des aimants. C'est pour cette raison que la relation (27.23) est importante.

5- La tension en entrée de machine sera limitée par les capacités du bus continu du convertisseur

$$V_1 < V_{DCmax} / (2\sqrt{2}) \quad (28.23)$$

On trouvera des tensions continues normalisées très diverses, typiquement : $240V \leq V_{DCmax} \leq 1.5kV$ en fonction du niveau de puissance. Il ne s'agit que d'ordres de grandeur et des tensions supérieures existent. C'est le cas par exemple des navires tout électriques les plus récents.

6- La fréquence de découpage du convertisseur MLI dépendra classiquement de la fréquence électrique et la constante de temps de la machine. Ainsi, les contraintes suivantes seront respectées

$$10f_{elec} < f_{MLI} \quad (29.23)$$

$$30 / (2\pi\tau) < f_{MLI} \quad \text{avec } \tau = X / (2\pi f_{elec} R) \quad (30.23)$$

Encore une fois, en fonction des applications, les fréquences f_{MLI} utilisées sont très diverses (de quelques kHz à quelques 10^{aines} de kHz).

A ces contraintes, nous ajoutons une limite maximale sur la fréquence électrique de sorte qu'elle reste dans des domaines classiques permettant l'utilisation de tôles standards, typiquement autour de $f_{elec(max)} \approx 150Hz$

$$f_{elec} < f_{elec(max)} \quad (31.23)$$

7- L'hélice sera positionnée dans l'alésage du rotor et une jante d'épaisseur e_j fera l'interface entre l'hélice et la culasse du rotor. Son épaisseur devra respecter des contraintes dimensionnelles.

$$0 \leq e_j \leq e_{jmax} \quad (32.23)$$

$$\text{où } D = D_{hel} + 2(e_j + e_{culr} + e_a + e) \quad (33.23)$$

8- Pour pouvoir loger la machine électrique dans une tuyère, son épaisseur doit rester inférieure à une certaine valeur. Pour cela, on définit un ratio entre l'épaisseur de tuyère et le diamètre d'hélice que l'on appellera k_{tuy_r} . Il vient donc la relation

$$(e_j + e_{culr} + e_a + e + e_{bec} + p_{enc} + e_{culs} + e_c) / D_{hel} < k_{tuy_r} \quad (34.23)$$

Typiquement, ce ratio devrait se situer aux environs de 1/10.

9- De la même façon, on imposera une limite à la longueur de la machine électrique. Pour cela, un ratio entre la longueur de tuyère et le diamètre d'hélice, que l'on appellera k_{tuy_z} , est introduit

$$(L + l_{droit} + \pi D / (2p)) / D_{hel} < k_{tuy_z} \quad \text{pour un bobinage diamétral} \quad (35.23)$$

$$(L + l_{droit} + \pi D(1 + k_{dent}) / (12pS_{pp})) / D_{hel} < k_{tuy_z} \quad \text{pour un bobinage concentré à 2 couches} \quad (36.23)$$

Typiquement, d'après [Auc01], ce ratio devrait se situer aux environs de 1/2.

10- Contrainte sur l'épaisseur d'entrefer mécanique

Pour des machines de grand diamètre (typiquement un alternateur hydroélectrique), les épaisseurs d'entrefer mécanique minimales $e_{meca}(min)$ sont généralement choisies de telle sorte que le ratio $e_{meca}(min)/D$ se situe autour de 1 à 2‰ [Mer01], [Hem01]. De nombreuses contraintes d'ordre thermique et mécanique (forces centrifuges, forces d'attraction magnétique) sont prises en compte pour fixer cette limite basse. Les mêmes règles s'appliquent à cette étude. Par contre, le rotor est ici structurellement fin – seule l'hélice sert au maintien du rotor – et on pressent, sans pouvoir le quantifier exactement à ce stade, que la déformation du rotor est potentiellement non négligeable. Par précaution, on utilisera des entrefers mécaniques épais pouvant atteindre 5 à 10‰ du diamètre D .

$$e_{meca}(min) < e_{meca} \quad (37.23)$$

Des études plus poussées en résistance des matériaux ainsi qu'en hydrodynamique, sortant du contexte de ces travaux, permettraient de quantifier les déformations du rotor et ainsi affiner les valeurs d'entrefer mécanique minimal.

Dans la continuité des ces deux paragraphes ayant décrit les équations de base permettant d'appréhender de manière réaliste les performances d'une structure électrique donnée, nous présentons au paragraphe 2.3.4 l'architecture du modèle EM utilisé. Nous le positionnons notamment dans l'environnement de modélisation du système complet machine / hélice.

2.3.4 Structure du modèle

Comme le montre la figure 2.3.4.A, on impose en entrée du modèle les paramètres de conception :

- Paramètres géométriques de la machine,
- Caractéristiques communes avec le modèle d'hélice (vitesse de rotation et diamètre) ou imposées par le modèle d'hélice (couple à l'arbre).

En sortie, on obtient les performances EM de la machine en termes de

- Pertes et rendement
- Courant, tension, résistance, inductances.
- Niveaux d'induction.
- Résultats généraux : masses, coût, etc.
- Validité de la solution (respect des contraintes)

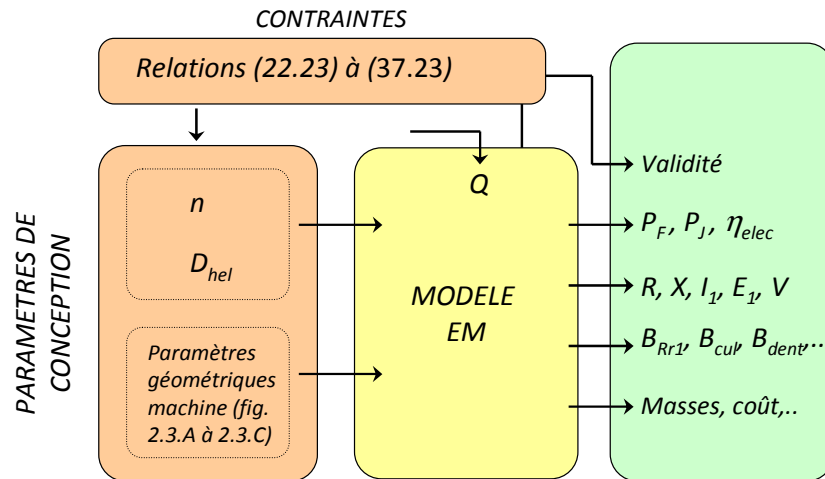


Figure 2.3.4.A : Principe du modèle EM et interface entrées / sorties

Ces résultats sont exploitables par le modèle thermique de la machine comme l'illustre la figure 2.3.4.B.

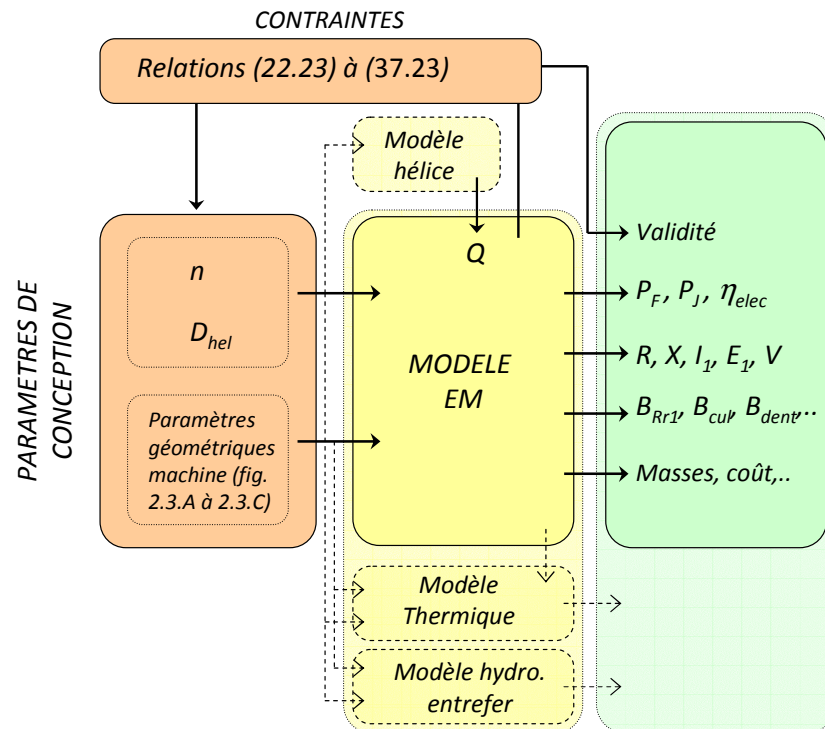


Figure 2.3.4.B : Interactions du modèle EM avec les autres modèles de la machine ainsi que celui de l'hélice

2.3.5 Limites du modèle et adaptation aux spécificités des machines RD

Comme nous allons le voir à travers plusieurs exemples représentatifs, le modèle de base du paragraphe 2.3.1 peut se révéler incomplet si on souhaite un outil de calcul robuste qui conserve une bonne précision quelle que soit la géométrie de machine étudiée. Ce point concerne essentiellement les machines électriques associées aux applications hydroliennes qui, du fait d'un ratio Puissance / Diamètre anormalement faible, présentent des proportions inhabituelles. Certains aspects d'ordre électromagnétique, souvent ignorés au stade d'un pré dimensionnement de machine, ne peuvent l'être dans l'étude qui nous intéresse.

Le paragraphe 2.3.5.1 s'attache à modéliser les fuites inter aimants sous une approche 2D lorsque le rapport épaisseur d'entrefer / largeur de pôle est élevé. En complément, le paragraphe 2.3.5.2 propose une modélisation des fuites en extrémité de machine sous une approche 3D lorsque le rapport épaisseur d'entrefer magnétique / longueur axiale est important. Finalement, le paragraphe 2.3.5.3 propose une prise en compte simplifiée mais réaliste du couple de détente lorsque ce dernier est non négligeable par rapport au couple électromagnétique moyen.

2.3.5.1 Prise en compte des fuites inter aimants

On se propose de mettre en évidence les limites du modèle de calcul de l'induction d'entrefer sous hypothèse 1D décrit en annexe D. Pour cela, considérons le cahier des charges d'une hydrolienne RD de rivière :

- Diamètre d'hélice $D_{hel} = 2 \text{ m}$
- Vitesse d'eau $V_o = 1.67 \text{ m/s fixe}$
- Puissance à l'arbre $Q.2\pi m = 3 \text{ kW}$
- Vitesse de rotation $60n = 75 \text{ tours/min}$

Considérons la machine électrique dont les paramètres géométriques sont décrits dans le tableau ci-dessous. Cette machine est une solution réaliste du point de vue de ses dimensions, sa masse et son rendement.

Tableau 2.3.5.A : Paramètres géométriques de la machine considérée pour l'illustration des fuites inter-aimants

Nombre de paires de pôles	p	60	
Hauteur des aimants	e_a	0.010	m
Proportion des aimants	β	0.71	
Induction rémanente	B_r	1.2	T
Perméabilité relative des aimants	μ_a	1.0	
Epaisseur de la culasse du rotor	e_{culr}	0,020	m
Nombre total d'encoches	N_s	360	
Nombre de conducteurs par encoche	N_{ce}	10	
Epaisseur de l'entrefer	e	0,015	m
Diamètre d'alésage	D	2.110	m
Proportion de dent	k_{dent}	0.50	
Profondeur des encoches	p_{enc}	0.017	m
Pourcentage d'ouverture des encoches	p_{ouv}	50	%
Epaisseur des becs d'encoche	e_{bec}	0.003	m
Epaisseur de la culasse du stator	e_{culs}	0.020	m
Longueur active	L	0.100	m

Le modèle analytique du paragraphe 2.3.2 nous permet d'évaluer les principales performances de la machine :

Fondamental de l'induction (valeur crête)	B_{Rr1}	≈ 0.55	T
FEM à vide (valeur efficace)	E_1	386	V
Courant au stator (valeur efficace)	I_1	2.2	A
Rendement	η_{elec}	≈ 86	%

Note : nous considérons ici un fonctionnement en régime établi où l'angle $\psi=(I_1, E_1)$ est maintenu constant et égal à $\psi=\pi$ de sorte que les pertes Joule soient minimales pour un couple EM donné.

En complément, une simulation numérique 2D (modélisation magnétostatique) nous permet d'évaluer l'induction d'entrefer maximale à vide à l'interface entrefer/stator. Cette induction est égale à $B_{r1}=0.41T$ crête pour une FEM à vide quasi sinusoïdale $E_1=277V$ efficace. Ces valeurs sont assez différentes de celles prédites par les calculs analytiques. Cette différence s'explique en partie par le fait que les lignes de champ ne sont pas totalement radiales comme le suppose l'hypothèse de calcul de l'induction d'entrefer sous hypothèse 1D (Annexe D). Les travaux de S.A. Sharkh [Sha03] mentionnent cette problématique. Le tracé de la figure 2.3.5.A permet de visualiser ces lignes de champ : on peut constater que seule une partie du flux des aimants traverse réellement l'entrefer du fait

- d'un entrefer épais entre aimants et alésage stator (il s'agit d'une machine de grand diamètre)
- d'un nombre de pôles élevé (la machine est lente et on cherche à réduire les épaisseurs de culasse)

Afin d'évaluer l'impact d'une telle erreur dans l'estimation de B_{r1} , une induction $B_{r1}=0.41T$ est imposée au modèle analytique (les autres équations restent inchangées). On obtient alors les résultats suivants :

- Courant au stator $I_1 = 3.2 A$
- Rendement $\eta_{elec} \approx 92 \%$

On constate un écart de l'ordre de 6% au niveau du rendement entre les modélisations analytique et numérique. On peut donc conclure de la nécessité de modéliser plus finement l'induction d'entrefer afin d'améliorer la précision et la robustesse de l'outil analytique.

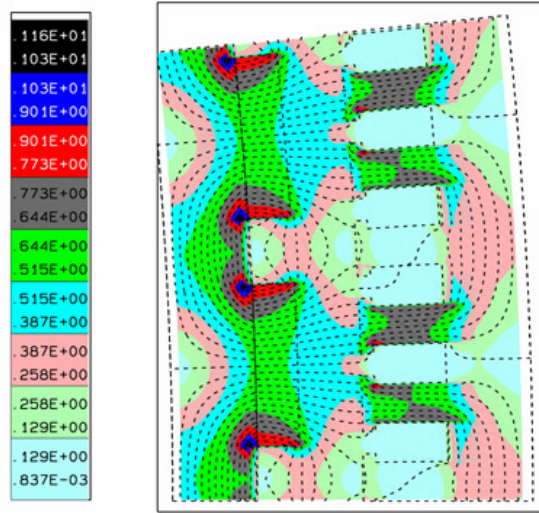


Figure 2.3.5.A : Tracé des lignes de champ à vide obtenues par simulation numérique 2D (magnétostatique)

Les travaux de [Zhu01] et [Zhu02] permettent une modélisation plus précise de l'induction d'entrefer. Pour cela, les équations de Laplace et de Poisson pour le potentiel magnétique scalaire sont résolues, par séparation des variables, dans l'entrefer magnétique d'une machine à pôle lisse et sans encoche. L'étude est en 2D (coordonnées r et θ) et les principales hypothèses concernent

- les aimants qui sont vus comme des éléments à aimantation radiale et de perméabilité constante μ_a .
- la perméabilité infinie du fer afin de supposer le champ tangentiel nul aux interfaces avec les culasses.

Ainsi, la valeur crête du fondamental peut s'écrire

$$B_{r1} = B_r k_\beta \frac{2p}{p^2 - 1} R_{sa}^{p-1} \frac{p - 1 + 2R_{ra}^{p+1} - (p+1)R_{ra}^{2p}}{(\mu_a + 1)(R_{sa}^{2p} - R_{ra}^{2p}) - (\mu_a - 1)(1 - R_{ra}^{2p} R_{sa}^{2p})} \quad (38.23)$$

où $R_{sa} = D / (D - 2e')$ (39.23)

$$R_{ra} = (D - 2e_\mu) / (D - 2e') \quad (40.23)$$

et e' est l'entrefer effectif aimant / stator défini par la formule (66.23) en annexe D et prenant en compte le coefficient d'encoche k_c , lui-même défini par les formules (70.23) à (72.23) en annexe D.

$e_\mu' = k_c \cdot e_\mu$ est l'entrefer magnétique effectif où e_μ est l'entrefer magnétique défini par la formule (69.23) en annexe D.

L'induction d'entrefer obtenue à partir de ce modèle est, pour l'exemple étudié, $B_{r1} \approx 0.41T$ ce qui permet de confirmer la robustesse du second modèle.

Note : il est intéressant de remarquer que, au même titre que la formulation simplifiée (67.23), cette formulation est réversible et permet de calculer l'épaisseur d'aimant requise pour un niveau d'induction donné [Dro01].

Finalement, nous représentons ci-dessous (fig. 2.3.5.B) l'évolution du ratio $\Delta B_{Rr1}/B_r$ pour différentes valeurs de e/L_{pole} où ΔB_{Rr1} représente l'écart entre les inductions obtenues, respectivement, à partir des formules (67.23) et (38.23) et $L_{pole}(m)$ la largeur d'un pôle. Pour cela, des machines d'épaisseur d'entrefer, épaisseur d'aimant, nombre de pôles et diamètre variables ont été étudiées. Les géométries étudiées sont comprises dans les intervalles suivants :

- $0.001m \leq e \leq 0.031m$
- $0.001m \leq e_a \leq 0.031m$
- $2 \leq p \leq 200$
- $0.100m \leq D \leq 2.00m$
- Le ratio β est fixé à $\beta=0.70$

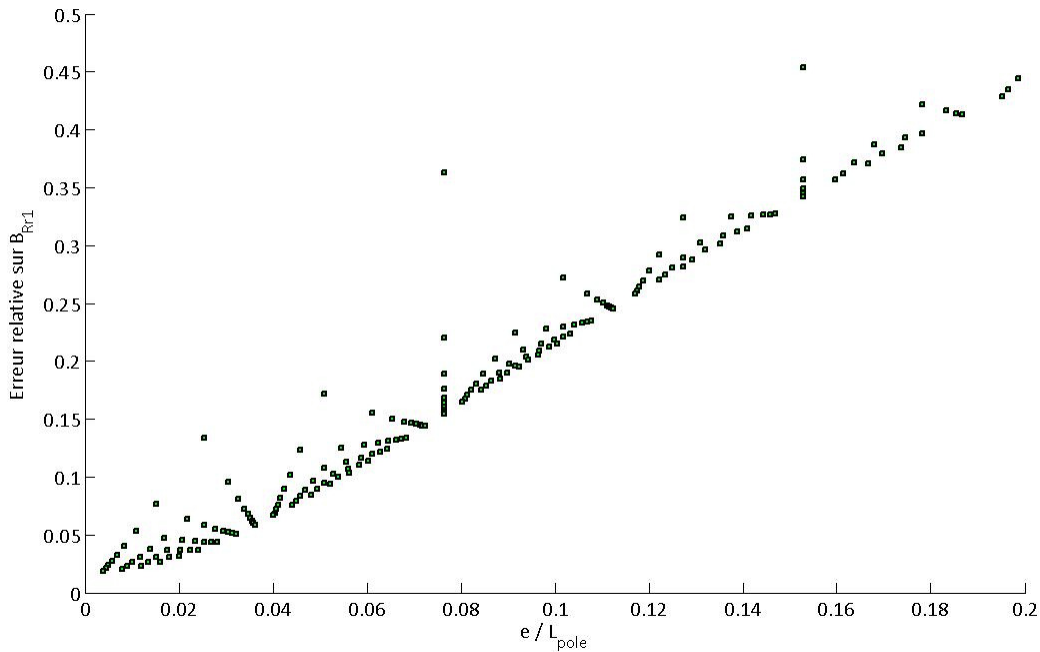


Figure 2.3.5.B : Evolution de l'écart relatif $\Delta B_{Rr1}/B_r$ en fonction de e/L_{pole}

On constate sur cette figure que le seuil à partir duquel l'erreur relative augmente rapidement se situe autour de $e/L_{pole} \approx 0.02-0.04$. Au-delà de ce seuil, il est préférable d'utiliser la formulation (38.23).

Afin d'illustrer ce dernier point, reprenons l'exemple de l'hydrolienne précédemment étudiée dont le diamètre d'alésage est $D=2.11m$ et possédant $p=60$ paires de pôles. Par exemple, un ratio $e/L_{pole} \approx 0.03$ imposerait un ratio $e/D \approx 0.25\%$. Or, les ratios e_{meca}/D typiquement utilisés pour de tels diamètres d'alésage se situent plutôt autour de 1 à 2% d'après [Mer01] ou [Hem01]. De plus, dans le cas spécifique des machines RD à entrefer immergé, le stator et le rotor sont recouverts d'une épaisseur d'isolant e_{iso} contre la corrosion de plusieurs millimètres, ce qui contribue à augmenter d'autant plus l'entrefer $e=e_{meca}+2e_{iso}$. Nous aurons donc, dans la pratique, des ratios e/D supérieurs à 2%.

Ainsi, du fait de sa simplicité et de sa précision, la formulation (38.23) sera systématiquement utilisée dans les calculs qui suivront et ce quelle que soit l'application considérée (hydrolienne ou propulseur).

2.3.5.2 Prise en compte des effets d'extrémité

Dans ce paragraphe, nous souhaitons mettre en évidence les limites d'une approche 2D pour le calcul de l'induction d'entrefer dans le cas spécifique des hydroliennes. Ces aspects devraient moins concerner les propulseurs RD où, contrairement aux hydroliennes RD, les machines présentent des proportions Longueur / Diamètre plus classiques. Pour illustrer ce point, nous présentons ci-dessous deux exemples types de machines électriques dédiées respectivement à la propulsion et à la récupération d'énergie en technologie RD.

▪ Exemple n°1 : Cahier des charges d'un propulseur de moyenne puissance

Les données d'hélice imposées en entrée du modèle EM sont les suivantes

Puissance à l'arbre	$Q.2\pi m = 3,5 MW$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2m$
Vitesse de rotation	$60n = 160 \text{ tour/min.}$

La solution présentée ci-dessous a été identifiée à partir du modèle analytique décrit au 2.3.1. Elle permet d'obtenir un rendement électrique raisonnable de 98.2% tout en respectant l'ensemble des contraintes imposées, à savoir

Tension du bus continu maximale	$V_{DCmax} = 6kV$
Fréquence MLI	$f_{MLI} = 3kHz$
Inductance maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4T$
Ratio longueur de tuyère / diamètre d'hélice	$k_{tuy_z} = 0.50$
Ratio épaisseur de tuyère / diamètre d'hélice	$k_{tuy_r} = 0.10$
Facteur de forme des dents	$R_{dent} = 5$
Facteur de forme des aimants	$R_a = 0.4$

Le tableau ci-dessous résume ses principales caractéristiques. Une vue schématique permet d'en visualiser les proportions géométriques (figure 2.3.5.C de gauche).

Tableau 2.3.5.B : Machine électrique n°1 permettant d'illustrer les effets d'extrémité

Nombre de paires de pôles	p	24	
Hauteur des aimants	e_a	0,035	m
Proportion des aimants	β	0.71	
Induction rémanente	B_r	1,2	T
Épaisseur de la culasse du rotor	e_{cul}	0,025	m
Nombre total d'encoches	N_s	144	
Épaisseur de l'entrefer	e	0,020	m
Diamètre d'alésage	D	2.180	m
Proportion de dent	k_{dent}	0,55	
Profondeur des encoches	p_{enc}	0,040	m
Pourcentage d'ouverture des encoches	p_{ouv}	50	%
Épaisseur des becs d'encoche	e_{bec}	0.003	m
Épaisseur de la culasse du stator	e_{cul}	0,025	m
Coefficient de remplissage	k_f	0.6	
Nombre de conducteurs par encoche	N_{ce}	5	
Longueur active	L	0,830	m

Note : nous considérons ici un fonctionnement en régime établi où l'angle $\psi = (I_1, E_1)$ est maintenu constant et égal à $\psi = 0$ de sorte que les pertes Joule soient minimisées pour un couple EM donné.

▪ Exemple n°2 : Cahier des charges d'une hydrolienne de rivière

Les données d'hélice imposées en entrée du modèle EM sont les suivantes

Puissance à l'arbre	$Q.2\pi m = 3kW$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2m$
Vitesse de rotation (considérée fixe dans cet exemple)	$60n = 60 \text{ tour/min}$

Note : nous envisageons intentionnellement une hélice de diamètre identique à celui de l'hélice de propulsion du premier exemple afin que le comparatif des deux exemples soit le plus pertinent possible.

Comme pour la propulsion, nous identifions une machine électrique adaptée au cahier des charges de l'hydrolienne et respectant les contraintes imposées dans le 1^{er} exemple. Une machine de rendement électrique 97.0% a été identifiée. Nous résumons ses principales caractéristiques dans le tableau ci-dessous. Une vue schématique permet d'en visualiser les proportions géométriques (figure 2.3.5.C de droite).

Tableau 2.3.5.C : Machine électrique n°2 permettant d'illustrer les effets d'extrémité

Nombre de paires de pôles	p	30	
Hauteur des aimants	e_a	0,005	m
Proportion des aimants	β	0.75	
Induction rémanente	B_r	1,2	T
Epaisseur de la culasse du rotor	e_{cul}	0,025	m
Nombre total d'encoches	N_s	180	
Epaisseur de l'entrefer	e	0,020	m
Diamètre d'alésage	D	2.120	m
Proportion de dent	k_{dent}	0,45	
Profondeur des encoches	p_{enc}	0,021	m
Pourcentage d'ouverture des encoches	p_{ouv}	50	%
Epaisseur des becs d'encoche	e_{bec}	0.003	m
Epaisseur de la culasse du stator	e_{cul}	0,025	m
Coefficient de remplissage	k_r	0.6	
Nombre de conducteurs par encoche	N_{ce}	10	
Longueur active	L	0,120	m

Note : comme pour la propulsion, nous considérons ici un fonctionnement en régime établi où l'angle $\psi=(I_1, E_1)$ est maintenu constant et égal à $\psi=\pi$.

▪ Comparatif des deux exemples

On constate que la première machine possède une longueur active largement plus importante que la seconde, cette dernière présentant un couple EM environ 400 fois plus faible.

La densité de courant et le niveau d'induction dans l'entrefer sont également très différents : $A_L=63kA/m$ et $B_{Rr1}=0.75T$ pour la première, $A_L=3kA/m$ et $B_{Rr1}=0.25T$ pour la seconde.

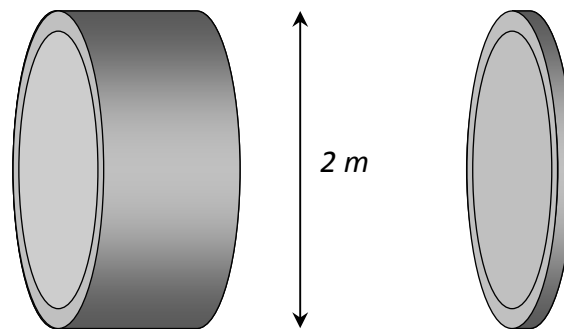


Figure 2.3.5.C : Croquis permettant de visualiser les proportions géométriques des machines électriques des exemples 1 et 2. La machine de gauche est pour la propulsion. Celle de droite est pour la génération hydrolienne.

On comprend bien que les hypothèses 2D, couramment utilisées au stade d'un pré dimensionnement, sont appropriées pour l'étude des machines dédiées à la propulsion RD. Le ratio puissance / surface d'hélice est en effet toujours du même ordre de grandeur que celui présenté dans l'exemple n°1 : en moyenne entre 10^5 et 10^6 d'après la courbe de la figure 1.1.1.E du premier chapitre représentant l'évolution de la puissance d'hélice en fonction de son diamètre pour des applications types de propulsion.

Pour des applications hydroliennes, ce ratio est beaucoup plus faible. En effet, en première approximation, le ratio puissance / surface d'hélice est proportionnel au cube de la vitesse d'eau. Les vitesses d'eau des courants de rivière ou de marée sont typiquement comprises entre 1 et 3m/s contre 5 à 15m/s pour les vitesses de navires d'après la figure 1.1.1.A du premier chapitre. Il en résulte des ratios puissance / surface d'hélice parfois 1000 fois plus faibles que les ratios de la propulsion. Ainsi, la plupart des machines électriques associées à des hydroliennes RD tendront vers des formes plus annulaires que cylindriques. Des machines plus longues sont envisageables mais elles ne sont alors pas optimisées du point de vue de la masse ou du coût.

Il est donc certain que les hypothèses 2D, qui ne prennent pas en compte les phénomènes d'extrémité, seront moins fondées dans le cas des hydroliennes. Les erreurs de calcul sur des paramètres clés tels que la FEM à vide seront à priori plus importantes. Afin d'illustrer ce dernier point, des simulations numériques 3D ont été réalisées à partir d'un logiciel dédié [Ans01] sur un cas simple de machine à bobinage concentré (fig. 2.3.5.D).

■ Quantification des phénomènes d'extrémité - cas de la FEM à vide

On cherche ici à quantifier les erreurs de calcul faites sur la FEM à vide en hypothèse 2D considérées représentatives de l'importance des phénomènes d'extrémité. Pour cela, les résultats obtenus par calculs numériques 3D (Modélisation par Elements Finis) et 2D (Modélisation par Différence Finie) sont comparés. En notant E_{13D} et E_{12D} les valeurs de E_1 obtenues à partir de ces calculs, on définit l'erreur relative ε_E (%) comme

$$\varepsilon_E = 100 |E_{13D} - E_{12D}| / E_{13D} \quad (41.23)$$

Une vingtaine de machines de structure identique mais présentant des ratios $\tau_{el} = e_{\mu}/L$ très variés ont été considérées. La structure est celle d'une machine cylindrique classique à flux radial et à aimants permanents déposés. Le bobinage est triphasé et concentré et à 1/2 encoche / pôle / phase. La plage de variation de τ_{el} est comprise entre $\tau_{el(min)}=0,04$ et $\tau_{el(max)}=4,00$. La vitesse de rotation du rotor est fixée arbitrairement à 150 tours/min. Les plages de variation des principaux paramètres influençant les effets d'extrémité sont :

$$10 \leq p \leq 30$$

$$0.005 \leq e_a \leq 0.020$$

$$0.001 \leq e \leq 0.020$$

$$0.49 \leq \beta \leq 0.71$$

$$0.138 \leq D \leq 0.880$$

$$0.010 \leq L \leq 0.400$$

Les autres paramètres géométriques de la machine sont fixés comme suit :

$$(e_{cul}, e_{bec}, p_{ouv}, p_{enc}, k_{dent}, l_{droit}) = (0.040m, 0.003m, 50\%, 0.030m, 0.5, 0.005m)$$

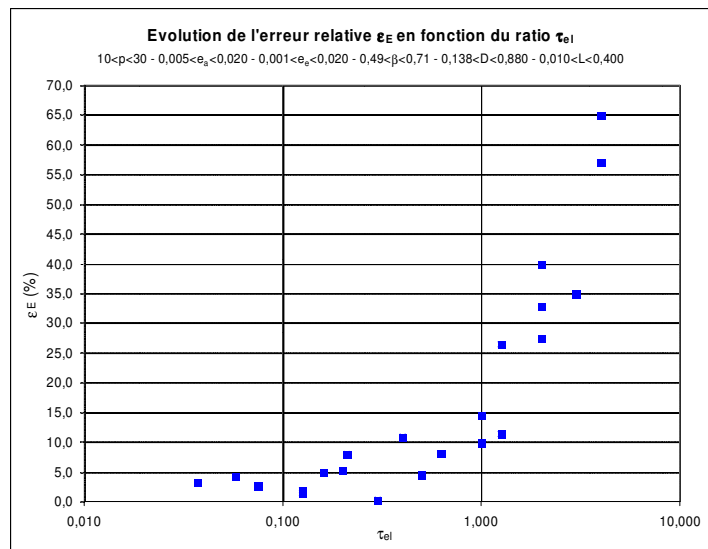
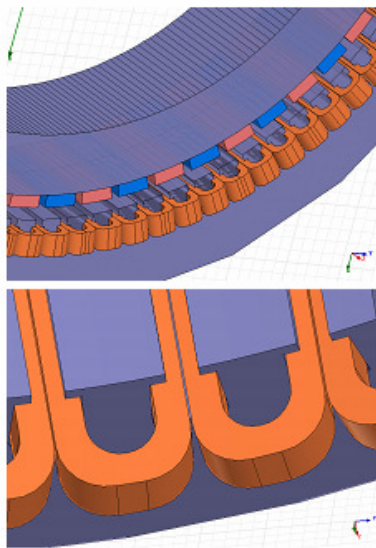


Figure 2.3.5.D : Vue générale de la structure étudiée, détail des extrémités des bobines et évolution de l'erreur relative ε_E en fonction de τ_{el}

La figure 2.3.5.D représente l'évolution de l'erreur relative $\varepsilon_E(\tau_e)$. On constate que des machines de proportions classiques, comme c'est le cas de la propulsion RD, ont des effets d'extrémité, du point de vue de la FEM à vide, assez négligeables ($\varepsilon_E < 5\%$). Par contre, des machines présentant des proportions moins conventionnelles, comme les hydroliennes RD, auront des effets d'extrémité logiquement plus importants, ε_E pouvant dans certains cas atteindre 65%. Notons que, dans ce dernier cas, la machine simulée a les caractéristiques suivantes

$$(p, e_a, e, \beta, D, L) = (25, 0.020m, 0.020m, 0.71, 0.760m, 0.010m)$$

Le couple à l'arbre est fixé à $Q=21.60N.m$ (correspondant à une vitesse de courant de 1.5m/s). Le nombre de conducteurs par encoche est $N_{ce}=20$. D'après le modèle analytique 2D, les performances de la machine électrique sont estimées comme suit

$$I_{12D} = 19.8 A \quad E_{12D} = 5.6 V \quad V_{12D} = 5.3 V \quad \eta_{elec2D} = 92.6\%$$

Par contre, si la FEM à vide est artificiellement fixée à la valeur obtenue avec le calcul numérique 3D, soit $E_{13D}=E_{12D}/(1+0.65)=3.4V$ alors les performances deviennent

$$I_{13D} = 33.0 A \quad E_{13D} = 3.4 V \quad V_{13D} = 3.0 V \quad \eta_{elec3D} = 82.9\%$$

On constate, logiquement, une augmentation du courant qui aura un impact sur les échauffements et le dimensionnement du convertisseur. Le rendement électrique est également affecté. Ce constat nous impose de prendre en compte les effets d'extrémité afin de rendre l'outil analytique plus précis et robuste. Cela passera par une modélisation plus réaliste de l'induction aux extrémités de la machine.

Afin de mieux cerner le phénomène physique à prendre en compte, nous représentons sur la figure 2.3.5.E les lignes de champ aux extrémités d'une machine de grand entrefer. L'épaisseur d'entrefer est de $e=0.010m$ pour une épaisseur d'aimant $e_a=0.020m$. La longueur axiale est de $L=0.100m$. Par soucis de simplification, cette machine est supposée sans encoche et sans bobinage, leurs effets étant considérés comme secondaires vis-à-vis de la problématique étudiée. On observe que la projection de l'induction suivant l'axe de la machine est nulle sur une grande partie de l'entrefer, excepté en extrémité. Les lignes de champ ne respectent alors plus les hypothèses 2D et leur parcours dans l'air y est plus long. L'amplitude de l'induction y est plus faible et engendre logiquement une valeur de FEM inférieure à celle calculée en 2D.

Le graphique de la figure 2.3.5.E permet de mieux quantifier cette chute d'amplitude. L'axe de la machine est parcouru sur les 5 derniers centimètres d'entrefer. L'induction est mesurée à la surface entrefer / stator en regard du centre d'un aimant. On constate une chute d'amplitude à environ 3 cm du bord avec une décroissance particulièrement forte à environ 1 cm, soit la valeur de l'entrefer. L'amplitude de l'induction en extrémité de machine est à peu près 50% inférieure à celle prévue par les hypothèses 2D ce qui semble expliquer, en grande partie, les écarts entre les valeurs obtenues en 2D et en 3D.

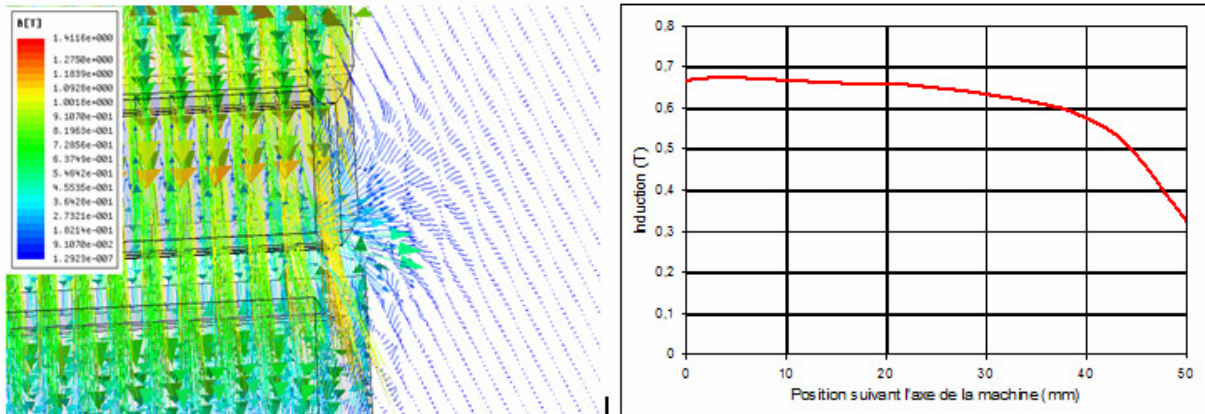


Figure 2.3.5.E : Lignes de champ et évolution de l'induction à la surface du stator en fonction de la position axiale.

La machine est ici sans encoche ni bobinage avec $e=0.010m$, $e_a=0.020m$ et $L=0.100m$.

■ Calcul analytique de l'induction créée par les aimants avec prise en compte des effets d'extrémité

La méthode proposée pour calculer en 3D l'induction créée par les aimants dans l'entrefer se base sur le principe des masses magnétiques [Xio01] issu de la théorie Coulombienne. Cette théorie permet de considérer un aimant de forme parallélépipédique et d'aimantation uniforme J suivant l'axe z d'un repère orthonormé (voir fig.

2.3.5.F) comme magnétiquement équivalent dans le vide à deux plans chargés en regard et de densités de charge $\sigma_x=+J$ et $\sigma_x=-J$. Le rayon de courbure des aimants est ici négligé

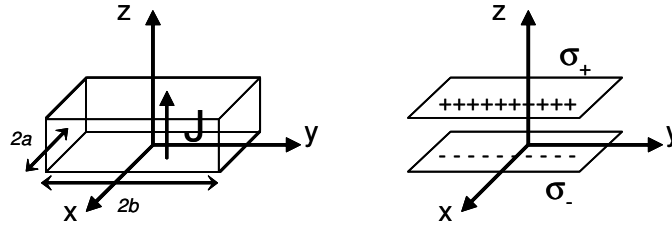


Figure 2.3.5.F : Représentation d'un aimant parallélépipédique dans le vide par la théorie des masses magnétiques

Le calcul de l'induction $\vec{B}(x,y,z)$ créée dans le vide au point de coordonnées (x,y,z) par une surface chargée de densité σ est décrit dans [Ako01]. Les formulations sont rappelées ci-dessous. La surface est supposée de longueur $2a$ (suivant x) et largeur $2b$ (suivant y) et l'origine du repère est située au centre de la surface

$$\begin{bmatrix} B_x(x,y,z) \\ B_y(x,y,z) \\ B_z(x,y,z) \end{bmatrix} = \frac{\sigma}{4\pi} \sum_{(i,j) \in [0,1]^2} (-1)^{i+j} \begin{bmatrix} \ln(R_{ij}(x,y,z) - T_j(y)) \\ \ln(R_{ij}(x,y,z) - S_i(x)) \\ \tan^{-1}(S_i(x) \cdot T_j(y) / R_{ij}(x,y,z) \cdot z) \end{bmatrix} \quad (42.23)$$

avec

$$\begin{cases} S_i(x) = x - (-1)^i \cdot a \\ T_j(y) = y - (-1)^j \cdot b \\ R_{ij}(x,y,z) = (S_i(x)^2 + T_j(y)^2 + z^2)^{1/2} \end{cases} \quad (43.23)$$

Par ailleurs, il est possible de prendre en compte la présence des culasses ferromagnétiques de très grande perméabilité. Selon la théorie des miroirs, l'induction créée par une surface chargée de densité σ et située dans un entrefer plan (composé d'un stator et d'un rotor, de perméabilités infinies) est égale à l'induction créée dans le vide par cette même surface ainsi que par l'ensemble de ses reflets successifs par rapport aux plans interface entrefer/stator et entrefer/rotor. Ce principe est représenté sur la figure 2.3.5.G. Les reflets ont des densités de charge successivement $+\sigma$ et $-\sigma$. L'entrefer est supposé de longueur infinie (suivant x et y) et le fer a une perméabilité infinie [Jen01]. Ainsi, dans le cas d'une surface chargée σ située dans un entrefer, connaissant son emplacement ainsi que celui de l'ensemble de ses images il est possible de calculer l'induction dans le vide créée par chaque surface et d'en déduire, par sommation de toutes les contributions des plans « miroirs », l'induction créée par la surface chargée en tout point de l'entrefer. Il est alors possible, d'après la théorie des masses magnétiques, de calculer l'induction créée par un aimant, puis par un groupe d'aimants en tout point d'un entrefer de longueur infinie.

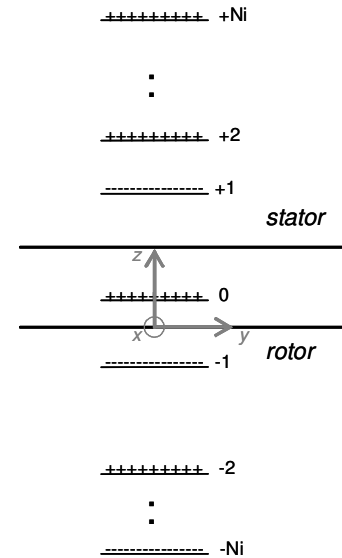


Figure 2.3.5.G: Théorie des miroirs

Dans la continuité de ce raisonnement, nous souhaitons utiliser les formulations décrites ci-dessus pour le calcul de l'induction rotorique $\vec{B}_R(x,y,z)$ en tout point de l'entrefer d'une machine cylindrique à aimantation

radiale. Les hypothèses sont donc fortes : le fer est supposé de perméabilité infinie, les culasses auront, contrairement aux aimants, une longueur axiale infinie et les rayons de courbure des aimants seront négligés. La connaissance de l'induction rotorique nous permettra notamment de calculer la FEM à vide induite au sein des bobinages à un instant ou une position quelconques.

▪ Calcul de la FEM à vide avec prise en compte des effets d'extrémité

Afin de calculer la FEM à vide générée par les aimants au sein d'une phase, les enroulements, situés dans les encoches, seront modélisés par des conducteurs surfaciques ramenés sur les ouvertures d'encoche comme décrit dans [Scu02] et [Dur01]. En négligeant la tension induite au sein des parties courbées des têtes de bobine,

il est possible d'estimer la tension induite $e(t)$ à tout instant t par intégration, le long de l'ouverture des encoches accueillant la phase considérée, du produit vectoriel des vecteurs Vitesse périphérique et Induction Rotorique. La valeur crête E peut notamment être extraite.

Ayant déterminé $\vec{B}_R(x,y,z)$ en tout point de l'entrefer, la valeur crête ξ de la tension élémentaire induite au sein d'une phase et d'une encoche comprenant N_{cep} conducteurs/phase peut s'écrire (x représente la position axiale)

$$\xi = 2N_{cep}\pi D \int_0^{L+l_{droit}} B_{Rz}(x,0,e_{\mu}) . dx \quad (44.23)$$

Considérons d'abord le cas d'une machine à bobinage diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase. Les valeurs crêtes des tensions élémentaires de chaque encoche se cumulent et la valeur crête totale s'écrit

$$E_{Spp=1} = 2p\xi \quad (45.23)$$

Dans le cas d'un bobinage concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pole/phase de coefficient de bobinage k_{b1} , en raisonnant uniquement sur l'onde de tension fondamentale – hypothèse réaliste pour des machines à grand entrefer – il est possible de déduire la tension crête comme suit

$$E_{Spp=1/2} = k_{b1}2p\xi \quad (46.23)$$

■ Validation du modèle d'induction 3D des aimants :

Afin d'estimer la précision du modèle analytique 3D proposé, considérons l'exemple d'une machine de ratio $\tau_{el}=1.00$. Ses paramètres géométriques sont les suivants

$$e_o=0.020m, e=0.010m, L=0.030m, D=0.740m, p=20, \beta=0.71, S_{pp}=1/2 \text{ et } N_{ce}=2.$$

La perméabilité magnétique relative des matériaux ferromagnétiques est fixée à $\mu_r=1000$.

Quatre calculs ont été effectués (avec prise en compte de l'effet des encoches)

- Numérique 3D : modélisation par Eléments Finis
- Numérique 2D : modélisation par Différences Finies
- Analytique 3D : modélisation sur le principe des masses magnétiques
- Analytique 2D : modélisation sur le principe des masses magnétiques

A la différence du calcul 3D, le calcul analytique 2D suppose une induction $B_{Rz}(x,y,z)$ indépendante de la position axiale x le long de la machine. Pour cela, on calcule d'abord l'induction d'entrefer $B_{Rz/L=\infty}(0,y,z)$ dans le plan d'équation $x=0$, suivant la méthode des masses magnétiques décrite précédemment, pour une machine de longueur L « infinie » (de sorte que $e_{\mu} \ll L$). En revenant à la machine étudiée - de longueur L finie - et en reprenant exactement le même principe de calcul 3D, mais avec $B_{Rz}(x,y,z) = B_{Rz/L=\infty}(0,y,z)$ imposé pour tout x , on en déduit la FEM en 2D.

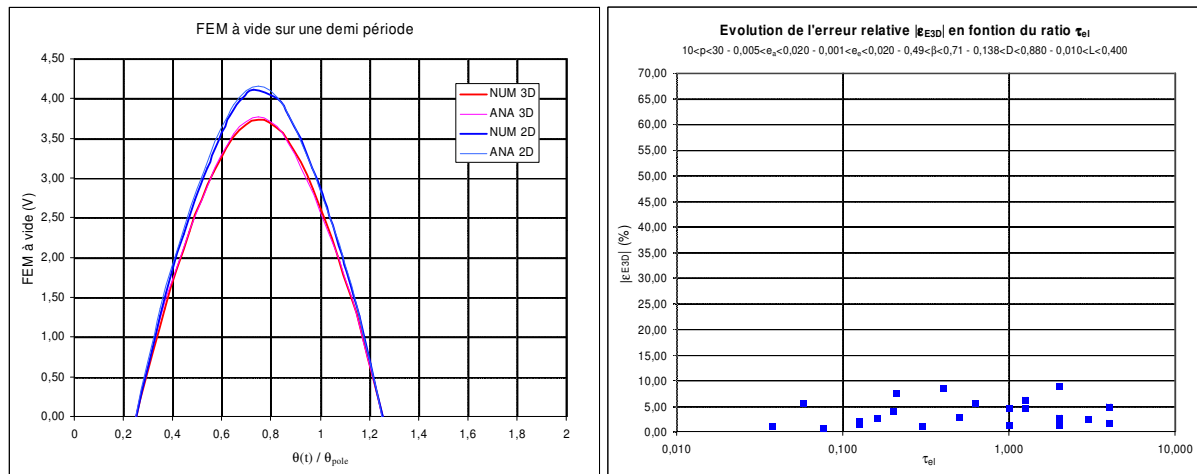


Figure 2.3.5.H : (a) FEM à vide sur une demi-période calculée suivant 4 méthodes NUM3D, NUM2D, ANA3D et ANA2D. (b) Evolution de l'erreur relative $|\epsilon_{E3D}|$ en fonction de τ_{el}

La figure 2.3.5.H(a) - où le rotor est mis en rotation sur une largeur polaire θ_{pole} - nous permet d'observer l'écart attendu entre les calculs 2D et 3D avec une erreur relative sur la valeur crête de la tension de 10% environ. Par ailleurs, il est intéressant d'observer que, sur cet exemple, la précision des calculs analytiques 3D est très bonne : la différence relative sur la tension crête entre les résultats analytiques et numériques est de 1% environ.

Des calculs équivalents ont été réalisés pour l'ensemble des géométries étudiées précédemment. La figure 2.3.5.H(b) présente l'évolution attendue de l'erreur $\epsilon_{E3D} = 100 \cdot |E_{\text{NUM3D}} - E_{\text{ANA3D}}| / E_{\text{NUM3D}}$ en fonction de τ_{el} . Elle ne dépend que très peu de τ_{el} et vaut en moyenne 4%, ce qui nous permet de valider l'approche analytique 3D. En se référant aux résultats initiaux de la figure 2.3.5.D, nous observons une amélioration de la précision de calcul de la tension crête de la FEM à vide, par rapport à des simulations numériques 2D, pour des ratios τ_{el} globalement supérieurs à 1,00. On peut estimer à $\tau_{el} \approx 0.5$ le seuil à partir duquel l'approche 3D sera utile. Au final, on définit un coefficient de réduction k_{3D} caractérisant une diminution du flux coupé et que l'on pourra définir comme suit

$$k_{3D} = \int_0^{L+L_{\text{droit}}} \frac{B_{Rz}(x, 0, e_{\mu})}{L \cdot B_{Rz/L=\infty}(0, 0, e_{\mu})} \cdot dx \quad (47.23)$$

Ce coefficient sera appliqué au calcul de l'induction des aimants sous hypothèse 2D lorsque les effets d'extrémité devront être considérés. Le calcul sera robuste, de précision satisfaisante et rapide (sur ce dernier point, les nombres d'aimants et images utilisés doivent être optimisés en fonction de la précision recherchée).

■ Prise en compte des effets d'extrémité pour le calcul des inductances :

Le calcul analytique des effets d'extrémité se fait généralement, pour des machines classiques, par le rajout d'une inductance de fuite 3D I_{f3D} calculée à partir de formulations simplifiées mais de précision acceptable [Fog01], [Lac01]. Rappelons que la précision de calcul des inductances est importante vis-à-vis du dimensionnement du convertisseur connecté à la machine. Les travaux détaillés dans [Dro2] permettent de mesurer l'importance des effets d'extrémité lors du calcul des inductances : l'erreur relative sur le calcul peut atteindre 65% pour des ratios $\tau_{el} = 4,00$.

La formulation classique suivante issue de [Hen01] permet de calculer la contribution, notée I_{f3D1_1} , des parties circulaires des têtes de bobines, pour une bobine constituée de N_{cep} aller/retour où $N_{cep} = N_{ce}/n_c$

$$I_{f3D1_1} = N_{cep}^2 \cdot \mu_0 \cdot (d/2) \cdot \ln(4 \cdot d / (0.447 \cdot \sqrt{S_b}) - 2) \quad (48.23)$$

où d représente la largeur moyenne d'une extrémité de bobine, à savoir

$$d = \pi D / (2p) \quad \text{pour un bobinage diamétral} \quad (49.23)$$

$$d = (1 + k_{dent}) \pi D / (6p) \quad \text{pour un bobinage concentré à 2 couches} \quad (50.23)$$

et S_b représente la surface active d'une section de bobine, soit en première approximation

$$S_b = k_r p_{enc} (1 - k_{dent}) \pi D / (6p S_{pp} n_c) \quad (51.23)$$

La formulation (48.23) est obtenue en ne considérant que les deux extrémités circulaires des bobines situées dans l'air. Le reste de la machine est ignoré et les extrémités sont virtuellement mises bout à bout dans l'air afin de former un anneau dont l'inductance est calculée. Il est à noter que l'inductance mutuelle entre têtes de bobine n'est pas prise en compte dans cette formule. Cette hypothèse est réaliste dans le cas de bobinages concentrés. Elle l'est cependant moins pour un bobinage diamétral.

En second lieu, on calcule la contribution, notée I_{f3D2_1} , des parties droites – c'est-à-dire non circulaires – des extrémités de bobine de longueur L_{droit} . On estime cette dernière d'après la formulation de l'inductance linéique $l(d, r)$ (H/m) d'un câble bifilaire [Wee01] dont les conducteurs aller et retour sont cylindriques de rayon r et distants d'une largeur d

$$l(d, r) = 2 \cdot (\mu_0 / 2\pi) \cdot (1/4 + \ln(d/r)) \quad (52.23)$$

Il vient alors une valeur approximative de I_{f3D2_1} pour une bobine constituée de N_{cep} aller/retour

$$I_{f3D2_1} = 2 \cdot N_{cep}^2 \cdot l_{\text{droit}} \cdot l(d, r_{eq}) \quad (53.23)$$

où r_{eq} est le rayon d'un conducteur cylindrique équivalent soit

$$r_{eq} = (S_b/p)^{1/2} \quad (54.23)$$

Finalement, la référence [Matv01] recommande l'utilisation d'un coefficient correcteur K_{si} représentant les effets des culasses magnétiques sur la valeur du flux généré par les extrémités de bobine. En effet, les formules précédentes sont obtenues en ne considérant que des lignes de champ dans l'air alors qu'en réalité la plupart de ces lignes de champ se referme en traversant les culasses de la machine. Il en résulte une augmentation des inductances de fuite

$$\begin{aligned} l'_{f3D1_1} &= K_{si} \cdot l_{f3D1_1} \\ l'_{f3D2_1} &= K_{si} \cdot l_{f3D2_1} \end{aligned} \quad (55.23)$$

où le coefficient K_{si} , théoriquement compris entre 1 et 2, dépendra de la géométrie et de la perméabilité des matériaux ferromagnétiques. Si la perméabilité du fer est suffisamment élevée ($\mu_r > 500$), la valeur moyenne $K_{si} \approx 1.495$ devrait être réaliste. Au final, les inductances de fuite 3D de la bobine et du bobinage entier s'écrivent

$$l_{f3D_1} = K_{si} \cdot (l_{f3D1_1} + l_{f3D2_1}) \quad (56.23)$$

$$l_{f3D} = (S_{pp} \rho n_c) \cdot l_{f3D_1} \quad (57.23)$$

2.3.5.3 Couple de détente

Le calcul du couple de détente nous est apparu nécessaire au stade d'un pré dimensionnement. Afin d'illustrer ce propos, reprenons les exemples du paragraphe 2.3.4.2.

- Machine n°2 (hydrolienne). Le bobinage est diamétral et un calcul numérique 2D permet d'évaluer la valeur crête du couple de détente à $\hat{C}_d = 34 N.m$. en supposant une perméabilité relative du fer $\mu_r = 1000$. Il en résulte un ratio $\hat{C}_d / \langle C_{em} \rangle$ de l'ordre de 7%. Le couple de détente n'est donc pas totalement négligeable par rapport au couple électromagnétique moyen nominal. Cela s'explique par le fait que, dans le cas des hydroliennes, le ratio $\langle C_{em} \rangle / (B_{rr1} L)$ est largement plus faible que pour une machine de même diamètre mais de proportions géométriques plus classiques. La machine est en fait bien moins chargée en courant (faible charge linéique A_L). Une telle machine est susceptible de poser des problèmes au démarrage. Par ailleurs, dans le cadre de la récupération de l'énergie des courants de marée, elle devrait perdre quelques points au niveau de son rendement énergétique global (défini sur un ou plusieurs cycles de marée) du fait d'une réduction de la plage des courants permettant la récupération d'énergie. Ainsi, certaines combinaisons (*nombre d'encoche N_s - nombre de pôle N_p*) sont à éviter au profit d'autres combinaisons plus adaptées qui permettront une réduction du ratio $\hat{C}_d / \langle C_{em} \rangle$.

- Machine n°1 (propulsion). Le bobinage est diamétral et un calcul numérique 2D permet d'évaluer la valeur crête du couple de détente à $\hat{C}_d = 1900 N.m$. Le ratio $\hat{C}_d / \langle C_{em} \rangle$ est ainsi de l'ordre de 1%. A première vue, il apparaît raisonnable de négliger ces aspects au stade d'un pré dimensionnement. Cependant, n'oublions pas le cas particulier des applications militaires ou scientifiques, voire des navires de croisière, qui exigent des niveaux de bruit très faibles, notamment si la propulsion est en nacelle comme c'est le cas ici.

De ces deux considérations, nous jugeons utile d'intégrer un modèle permettant l'estimation de $\hat{C}_d$ au stade du pré dimensionnement, notamment pour les hydroliennes, afin d'augmenter la robustesse de l'outil analytique. Ce modèle devra répondre aux contraintes imposées par le dimensionnement systématique : précision et robustesse mais également rapidité. Pour cela, nous utilisons le modèle proposé par [Scu02], lui-même basé sur les travaux de [Zhu03]. Ce dernier décrit un principe simple d'estimation du couple de détente au niveau d'une encoche qui est calculé en considérant une différence de pression magnétique sur les 2 faces de l'encoche. L'induction dans l'entrefer de la machine lisse (sans encoche) ainsi que la perméance relative de la machine doivent alors être introduites. La décomposition en série de Fourier de l'induction élevée au carré est alors utilisée et, tout calcul fait, l'expression générale du couple $C_d(\theta)$ est

$$C_d(\theta) = j \cdot \frac{N_s p L D^2}{4 \pi \mu_o} \cdot \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \left(\int_0^{\pi/p} B_{rr}^2(\alpha) \cdot e^{-jk N_L \alpha} d\alpha \right) \cdot C_k \cdot e^{jk N_L \theta} \quad (58.23)$$

où $B_{rr}(\alpha)$ est la composante radiale de l'induction créée par le rotor à la surface entrefer / stator

$$N_L = \text{PPCM}(N_s, N_p)$$

$$\text{et} \quad C_k = \int_0^{\omega_s} \frac{(1 + \omega_s / 2 - \theta) \cdot \sin(k N_L \theta)}{(1 + (\pi D / 4 e_m) \cdot (\omega_s / 2 - \theta))^2} \cdot d\theta \quad (59.23)$$

avec ω_s (rad) l'ouverture d'encoche angulaire.

Ainsi, chaque harmonique de rang k , donc $2\pi/kN_L$ périodique, peut s'écrire sous la forme suivante

$$C_{dk}(\theta) = \frac{N_s p L D^2}{2 \pi \mu_o} \cdot C_k \cdot \left[\cos(k N_L \theta) \int_0^{\pi/p} B_{rr}^2(\alpha) \cdot \sin(k N_L \alpha) \cdot d\alpha - \sin(k N_L \theta) \int_0^{\pi/p} B_{rr}^2(\alpha) \cdot \cos(k N_L \alpha) \cdot d\alpha \right] \quad (60.23)$$

Pour obtenir un calcul pertinent de $C_d(\theta)$, il est important d'avoir une expression précise de la composante radiale de $B_r(\alpha)$. D'après [Zhu01], une expression exhaustive de cette induction peut s'écrire (si $p \neq 1$)

$$B_{rr}(\alpha) = B_r \cdot \sum_{k=1,3,5}^{\infty} \cos(k p \alpha) \cdot \frac{4}{k \pi} \sin(k \beta \frac{\pi}{2}) \frac{k p}{(k p)^2 - 1} R_{sa}^{kp-1} \frac{k p - 1 + 2 R_{ra}^{kp+1} - (k p + 1) \cdot R_{ra}^{2kp}}{(\mu_a + 1) \cdot (R_{sa}^{2kp} - R_{ra}^{2kp}) + (\mu_a - 1) \cdot (1 - R_{ra}^{2kp} R_{sa}^{2kp})} \quad (61.23)$$

Ces formulations sont précises et robustes mais peuvent être coûteuses en temps de calcul et il est judicieux de rechercher un meilleur compromis entre ces 2 critères. On peut notamment envisager de travailler à partir du

seul fondamental du couple de détente afin d'en estimer l'importance. Le coefficient $\hat{C}_{d1}$, valeur crête de $C_{d1}(\theta)$, est calculé comme suit

$$\hat{C}_{d1} = \frac{N_s p L D^2}{2\pi\mu_o} \cdot C_1 \cdot \sqrt{\left(\int_0^{\pi/p} B_{Rr}^2(\alpha) \cdot \cos(kN_L \alpha) \cdot d\alpha \right)^2 + \left(\int_0^{\pi/p} B_{Rr}^2(\alpha) \cdot \sin(kN_L \alpha) \cdot d\alpha \right)^2} \quad (62.23)$$

On en déduit le ratio $\hat{C}_{d1}/\langle C_{em} \rangle$ qui devra caractériser l'importance du couple de détente. On cherchera à minimiser la valeur de ce ratio en jouant notamment sur des paramètres tels que N_L , L , e_e , e_a , β , k_{dent} ou encore p_{ouv} . A titre d'exemple, on présente ci-dessous les résultats obtenus sur 3 géométries de machines.

○ Exemple n°1 : bobinage concentré à $S_{pp}=1/2$

Le paramètres géométriques de la machine sont les suivants

$$D=0.8m / N_p=40 / N_s=60 / p_{ouv}=0.5 / k_{dent}=0.65 / e_a=0.010m / e=0.010m / L=0.1m / B_r=0.6T / \beta=0.70 / p_{enc}=0.020m / e_{bec}=0.003m / e_{culs}=e_{culr}=0.020m$$

Les résultats des simulations numériques 2D (par différence finie) et analytique 2D sont les suivants

- Simulations numériques 2D : $\hat{C}_d = 3.3N.m$
- Calculs analytiques 2D : $\hat{C}_{d1} = 4.4N.m$

Les ordres de grandeur trouvés à partir des méthodes numérique et analytique sont proches. L'évaluation analytique permet donc de conclure raisonnablement sur l'importance du couple de détente. Pour une puissance à l'arbre de 930W et une vitesse de rotation de 120 tours/min, la valeur moyenne du couple EM est $\langle C_{em} \rangle = 55.6N.m$, soit un ratio $\hat{C}_{d1}/\langle C_{em} \rangle \approx 7.9\%$.

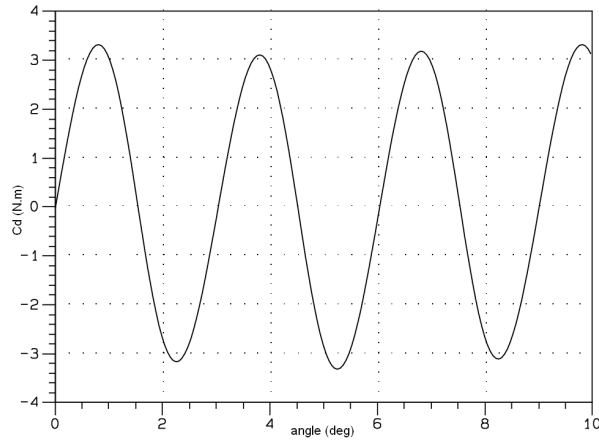


Figure 2.3.5.1 : Couple de détente de la machine de l'exemple n°1 obtenu par simulation numérique 2D

○ Exemple n°2 : bobinage diamétral à $S_{pp}=1$

Toutes les grandeurs géométriques restent identiques à celles de la machine de l'exemple n°1, sauf le nombre d'encoches qui est doublé, soit $N_s=120$.

Les résultats des simulations numérique 2D et analytique 2D sont les suivants

- Simulations numériques 2D : $\hat{C}_d = 3.0 N.m$
- Calculs analytiques 2D : $\hat{C}_{d1} = 2.7 N.m$

Comme pour la première machine, la précision du modèle analytique est satisfaisante. Pour une puissance à l'arbre de 930W et une vitesse de rotation de 120 tours/min, la valeur moyenne du couple EM est $\langle C_{em} \rangle = 55.5N.m$, soit un ratio $\hat{C}_{d1}/\langle C_{em} \rangle \approx 4.8\%$.

○ **Machine n°3 : bobinage diamétral à $S_{pp}=2/5$**

Toutes les grandeurs géométriques restent identiques à celles de la machine de l'exemple n°1, sauf le nombre d'encoches qui est doublé, soit $N_s=48$.

Les résultats des simulations numérique 2D et analytique 2D sont les suivants

- Simulations numériques 2D : $\hat{C}_d = 0.07 \text{ N.m}$
- Calculs analytiques 2D : $\hat{C}_{d1} = 0.11 \text{ N.m}$

Comme pour la première machine, la précision du modèle analytique est satisfaisante. Pour une puissance à l'arbre de 930W et une vitesse de rotation de 120 tours/min, la valeur moyenne du couple EM est $\langle C_{em} \rangle = 55.5 \text{ N.m}$, soit un ratio $\hat{C}_{d1}/\langle C_{em} \rangle \approx 0.2\%$.

Ces 3 exemples illustrent, d'une part, la précision satisfaisante du modèle analytique proposé et, d'autre part, une façon d'améliorer le ratio $\hat{C}_{d1}/\langle C_{em} \rangle$ en jouant sur la combinaison (N_s, N_p) . De manière générale, on retiendra, d'après [Zhu03], qu'il faut réduire le ratio $N_s, N_p/N_L$ si on souhaite réduire le couple de détente.

Afin de quantifier l'acceptabilité du couple de détente, on ajoutera une contrainte inégalité supplémentaire au modèle EM

$$\hat{C}_{d1} / \langle C_{em} \rangle < k_{Cd} \quad (63.23)$$

où k_{Cd} sera typiquement de l'ordre de 1 à 2 %.

Le paragraphe 2.3 traitant d'une modélisation d'ordre purement électromagnétique étant achevé, il est indispensable de la compléter par un modèle thermique qui caractérise de façon réaliste les échauffements des conducteurs. Le paragraphe 2.4 qui suit traite de ce sujet.

2.4 Modélisation thermique

Un modèle thermique est incontournable dans un processus de pré dimensionnement de machine électrique. Il permet de vérifier que la température maximale T_c au sein des conducteurs de la machine reste en dessous d'un seuil T_{cmax} fixé par le fabricant. Bien que basé sur un principe classique, ce modèle présente une originalité puisque les effets de l'eau dans un entrefer immergé sont ici pris en compte.

2.4.1 Principe

Cette étude se veut simplifiée et les calculs abordés ne permettront qu'une estimation approximative des niveaux de température. Pour une machine à entrefer radial suffisamment longue, il est fréquent de négliger les transferts en extrémité et se limiter à une étude thermique 2D au centre de la machine (transferts radiaux et angulaires). Cette hypothèse est justifiée en propulsion. Elle l'est également en génération hydrolienne dans la mesure où les extrémités de machine sont au contact de matériaux isolants (fig. 2.4.1.A).

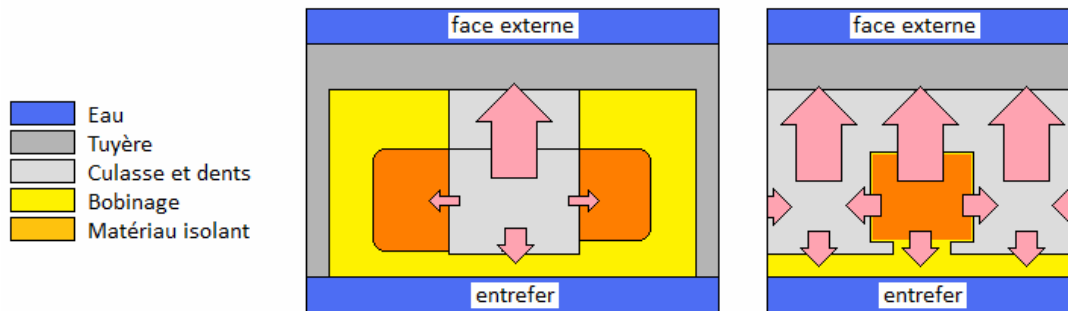


Figure 2.4.1.A : Représentation schématique des échanges thermiques au stator suivant (r,z) (à gauche) et (r,θ) (à droite). La taille des flèches représente très approximativement l'importance des flux thermiques

Une contrainte supplémentaire est logiquement imposée au modèle

$$T_c \leq T_{cmax} \quad (1.24)$$

L'approche se fera en deux temps. Dans un premier temps, par souci de simplification, on propose d'ignorer les transferts de chaleur entre les dents et les encoches. Cette hypothèse est bien vérifiée lorsque les pertes dans les dents et encoches sont du même ordre de grandeur. Cette hypothèse est d'autant plus valable lorsque les conductivités thermiques sont plus grandes dans le sens radial que dans le sens orthoradial. Les isothermes sont alors des couches cylindriques et les températures ne dépendent que de la distance à l'axe r . On parle alors d'approche 1D (paragraphes 2.4.2 et 2.4.3). Les études sur une largeur de dent et une largeur d'encoche seront dissociées et les calculs simplifiés. Dans un second temps, les transferts 2D ne seront plus ignorés (paragraphe 2.4.4) et nous comprendrons l'intérêt, dans certains cas, de prendre en compte les échanges dents/encoches afin de ne pas rendre le modèle thermique trop pessimiste.

Par ailleurs, il est intéressant de considérer la spécificité de machines à grand entrefer immergé dans de l'eau en mouvement. En effet, pour un entrefer suffisamment important, une proportion non négligeable de la chaleur peut transiter par l'entrefer, contrairement à des machines radiales plus classiques (entrefer de faible épaisseur et dans l'air) où l'évacuation de chaleur se fait surtout vers l'extérieur. Afin de prendre en compte cet aspect spécifique, l'entrefer est modélisé au même titre que la masse d'eau extérieure. De manière générale, nous chercherons à comprendre l'apport, du point de vue thermique, d'une masse d'eau importante de part et d'autre de la machine (§2.4.5). Il est à noter que quelques références font mention de l'effet bénéfique d'un entrefer immergé [Lea01], [Bla01] du point de vue de la thermique. Par contre, aucune référence ne mentionne explicitement la prise en compte des échanges thermiques lorsqu'une modélisation est réalisée.

Une autre hypothèse simplificatrice est introduite : le bobinage, milieu fortement hétérogène, est composé d'un ensemble de spires noyées dans un isolant. Par souci de simplification, il est supposé thermiquement homogène et siège d'une dissipation uniforme. On le verra dans la suite, il est classique de se ramener à une conductivité thermique équivalente d'un ensemble isolant / résine [Che01]. On fera par ailleurs abstraction de l'empilement

des tôles ferromagnétiques du stator, la valeur de la conductivité équivalente dans la direction portée par le plan des tôles étant très proche de celle de l'acier qui les constitue [Bert01].

En dernier lieu, notons que le modèle proposé n'est valable qu'en régime thermique établi. Ainsi, les régimes transitoires ne sont pas pris en compte : cela suppose, entre autre, que le ou les points de fonctionnement étudiés auront des durées longues comparativement à la constante de temps thermique de la machine. Cette hypothèse, certes forte, n'en reste pas moins réaliste au stade d'un pré-dimensionnement.

2.4.2 Rappels sur les transferts thermiques

2.4.2.1 Transfert par conduction

Considérons un volume formé d'une portion cylindrique d'angle α , de longueur l et de rayons intérieur R_i et extérieur R_e (fig. 2.4.2.A). Ce volume est uniformément rempli de matière de conductivité thermique λ et siège de pertes volumiques p . Le transfert de chaleur est supposé radial et la température $T(r)$ ne dépend donc que du rayon. Les conditions aux frontières sont définies par les flux surfaciques de chaleur ϕ_i en $r=R_i$ et ϕ_e en $r=R_e$. Ainsi, d'après l'équation de la chaleur en régime établi [Bert01], il est possible d'exprimer la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur comme

$$T_i - T_e = (R_1 - R_2) \cdot \phi_i + R_2 \cdot (P + \phi_i) \quad (2.24)$$

où
$$R_1 = \frac{1}{\lambda l \alpha} \ln \left(\frac{R_e}{R_i} \right) \quad (3.24)$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \lambda l \alpha} \left(1 - \frac{2 R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \ln \left(\frac{R_e}{R_i} \right) \right) \quad (4.24)$$

et
$$P = p \cdot (\alpha / 2) (R_e^2 - R_i^2) \cdot l \quad (5.24)$$

$$\phi_i = \phi_i \cdot \alpha R_i l \quad (6.24)$$

Note : les valeurs de R_2 et $(R_1 - R_2)$ sont généralement assez proches

Ces formules permettent une analogie avec les formules communément utilisées en électricité. On en déduit ainsi un schéma « électrique » en T équivalent (fig. 2.4.2.A).

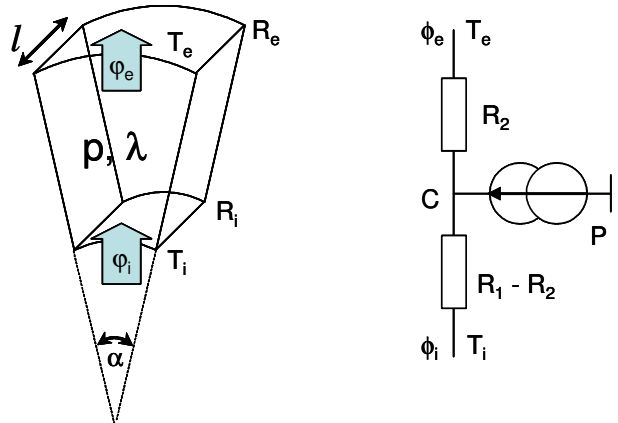


Figure 2.4.2.A : Vue schématique de la portion de cylindre étudiée (à gauche) et schéma en T équivalent (à droite)

La portion de machine étudiée (une encoche ou une dent) sera donc modélisée par une série de schémas en T, la source interne n'intervenant que s'il existe des pertes internes, à savoir dans les encoches, les dents et la culasse ferromagnétique. Pour le reste des matériaux, le schéma en T se réduira à une simple résistance R_1 .

Par ailleurs, on trouve dans la littérature [Mel01] l'emploi d'une résistance thermique R_3 négative d'interconnexion placée entre le point C et la source. Le nouveau point de connexion de la source correspond à une température moyenne plus réaliste que celle donnée au point C qui n'a pas de sens physique.

$$R_3 = -\frac{1}{4\lambda l \alpha (R_e^2 - R_i^2)} \left(R_e^2 + R_i^2 - \frac{4R_e^2 R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \ln \left(\frac{R_e}{R_i} \right) \right) \quad (7.24)$$

2.4.2.2 Transfert par convection

L'eau de mer étant en déplacement par rapport à la machine, il s'agit d'une convection mixte, à savoir naturelle d'une part (mouvement dû à la variation de masse volumique) et forcée d'autre part (imposée par la vitesse de rotation et la vitesse axiale de l'eau, c'est-à-dire la vitesse du navire en propulsion et la vitesse du courant en génération hydrolienne).

Les modélisations hydro et thermodynamique de ce phénomène sont complexes car elles nécessitent la résolution d'équations aux dérivées partielles non linéaires et couplées. Dans une approche du premier ordre, les transferts de chaleur avec l'eau de mer sont modélisés au moyen d'une relation linéaire entre flux surfacique et température [Sac01]

$$\varphi_p = h \cdot (T_p - T_{eau}) \quad (8.24)$$

où T_p est la température à la paroi, T_{eau} la température moyenne de l'eau, h le coefficient de convection et φ_p le flux surfacique de chaleur à la paroi. On en déduit une expression de la résistance thermique de convection d'une surface S

$$R_{conv} = 1 / (Sh) \quad (9.24)$$

La modélisation de la convection par la surface extérieure de la machine est proche de celle habituellement faite pour les machines refroidies par une ventilation à l'air. Par contre, la modélisation du transfert par convection dans l'entrefer est plus complexe car la masse d'eau vue par le stator n'est pas « infinie » et l'écoulement de l'eau n'est pas uniforme.

2.4.2.3 Résistance de contact

Il est fréquent de devoir modéliser les imperfections à l'interface entre 2 éléments différents [Bert01]. Elles sont dues aux aspérités en contact, impuretés résiduelles ou à de l'air emprisonné et peuvent engendrer une différence de température ΔT , non négligeable, que l'on modélise par une formulation du type :

$$\Delta T = r_{contact} \cdot \varphi \quad (10.24)$$

où φ est le flux surfacique à travers la surface de contact et $r_{contact}$ la résistance thermique de contact surfacique entre les 2 éléments. Cette dernière dépend de paramètres tels que la pression exercée à l'interface des 2 éléments (dilatations), la rugosité des surfaces avant assemblage, la nature des matériaux et le procédé d'assemblage. Un certain nombre d'abaques fournissent des valeurs typiques de résistance de contact. On en déduit alors une expression de la résistance thermique de contact d'une surface S

$$R_{contact} = r_{contact} / S \quad (11.24)$$

2.4.3 Schémas en π

2.4.3.1 Etude sur une largeur d'encoche

Considérons d'abord une portion d'étude sur une largeur encoche. Deux milieux génèrent des pertes : l'encoche même (du fait des pertes Joule) et la portion de culasse en contact avec l'encoche (pertes Fer). A partir des considérations du 2.4.2, il est possible de se ramener à un schéma en π comme représenté en figure 2.4.3.A.

$$\text{où } P_{\alpha\beta} = p_{F_cul} \cdot M_{cul} \cdot (1 - k_{dent}) / N_s \quad (12.24)$$

$$P_{\beta\gamma} = m R_a I_1^2 / N_s \quad (13.24)$$

et R_α est la résistance thermique comprenant, en série

- la résistance thermique de convection avec l'eau circulant à la surface extérieure

- la résistance thermique de la carcasse de la tuyère (partie gris foncé)
- la résistance de contact culasse ferromagnétique / carcasse
- la résistance thermique, partie haute du schéma en T, de la culasse ferromagnétique

R_β est la résistance thermique comprenant, en série

- la résistance thermique, partie basse du schéma en T, de la culasse ferromagnétique
- la résistance de contact isolant / culasse
- la résistance thermique de la couche d'isolant comprise entre la culasse et le bobinage
- la résistance thermique, partie haute du schéma en T, de l'ensemble équivalent isolant / cuivre

R_γ est la résistance thermique comprenant, en série

- la résistance thermique, partie basse du schéma en T, de l'ensemble équivalent isolant / cuivre
- la résistance thermique de l'épaisseur de bec associant les becs et l'isolant dans l'ouverture
- la résistance de l'isolant faisant l'interface entre l'alésage et l'eau de mer
- la résistance thermique de convection avec l'eau circulant dans l'entrefer

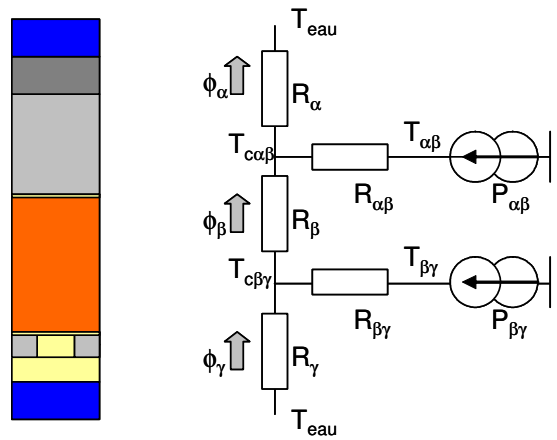


Figure 2.4.3.A : Schéma en π équivalent

2.4.3.2 Etude sur une largeur de dent

Considérons maintenant une portion d'étude sur une largeur de dent. Le raisonnement est le même qu'au 2.4.3.1, à la différence que l'encoche est remplacée par une dent. Le schéma en π reste donc identique, avec cette fois-ci

$$P_{\alpha\beta} = p_{F_cul} \cdot M_{cul} \cdot k_{dent} / N_s \quad (14.24)$$

$$P_{\beta\gamma} = p_{F_dent} \cdot M_{dent} / N_s \quad (15.24)$$

R_α reste la même résistance thermique qu'au 2.4.3.1

R_β est la résistance thermique comprenant, en série

- la résistance thermique, partie basse du schéma en T, de la culasse ferromagnétique
- la résistance thermique, partie haute du schéma en T, de la dent

R_γ est la résistance thermique comprenant, en série

- la résistance thermique, partie basse du schéma en T, de la dent
- la résistance de contact dent / isolant
- la résistance de l'isolant faisant l'interface entre l'alésage et l'eau de mer
- la résistance thermique de convection avec l'eau circulant dans l'entrefer

2.4.4 Calcul des résistances thermiques

2.4.4.1 Transferts par conduction

Les formules (3.24) et (4.24) permettent le calcul des résistances thermiques des parties haute et basse des schémas en T. Les géométries sont supposées connues et seule la conductivité thermique des matériaux reste à déterminer. Les données suivantes sont issues de [Bert01] et [Tel01] et serviront au calcul des résistances thermiques de la tuyère, de la culasse, des dents et de l'isolant injecté au sein des encoches et en surface de l'alésage du stator pour la protection contre la corrosion

Tableau 2.4.4.A : Conductivités thermiques types à 20°C des matériaux employés pour la conception de la machine

Conductivité thermique du fer à 2.75% Si	λ_{fe}	25.0	W/m/K
Conductivité thermique de l'aluminium	λ_{Al}	204.0	W/m/K
Conductivité thermique de l'isolant ⁽¹⁾	λ_{iso}	0.15-0.20	W/m/K

(1) : Concernant l'isolant, les valeurs de conductivité proposées concernent un isolant type de machine électrique utilisé pour l'imprégnation des bobinages [Bert01]. Elles correspondent également aux données reçues de fabricants de résine permettant l'enrobage des rotors et stator pour la protection contre la corrosion [Tel01].

Par ailleurs, l'isolant est imprégné au sein même du bobinage et, comme évoqué au 2.4.1, il en résulte un milieu isolant/spires très hétérogène. Néanmoins, il est possible, en première approximation, de se ramener à un milieu thermiquement homogène. D'après [Mel01], la conductivité de ce milieu équivalent est prise égale à 2.5 fois celle de l'isolant. Cette relation est issue de données expérimentales. Sous une approche plus théorique [Che01], en supposant des spires de section carrée de côté d et régulièrement réparties suivant un pas p (voir fig. 2.4.4.A), la conductivité peut être calculée comme suit

$$\lambda_{eq} \approx \lambda_{iso} (1 - Y + Y / (1 - Y)) \quad (16.24)$$

$$\text{où } Y = d / p \quad (17.24)$$

En supposant le bobinage uniformément réparti dans l'encoche, on a en première approximation

$$Y = 2k_r / (1 + k_r) \quad (18.24)$$

avec k_r le taux de remplissage des encoches

On peut ainsi tracer l'évolution de $\lambda_{eq}/\lambda_{iso}$ en fonction de k_r . Pour un coefficient de remplissage compris typiquement entre 0.3 et 0.7, le ratio $\lambda_{eq}/\lambda_{iso}$ est alors compris entre 1.5 et 4.0

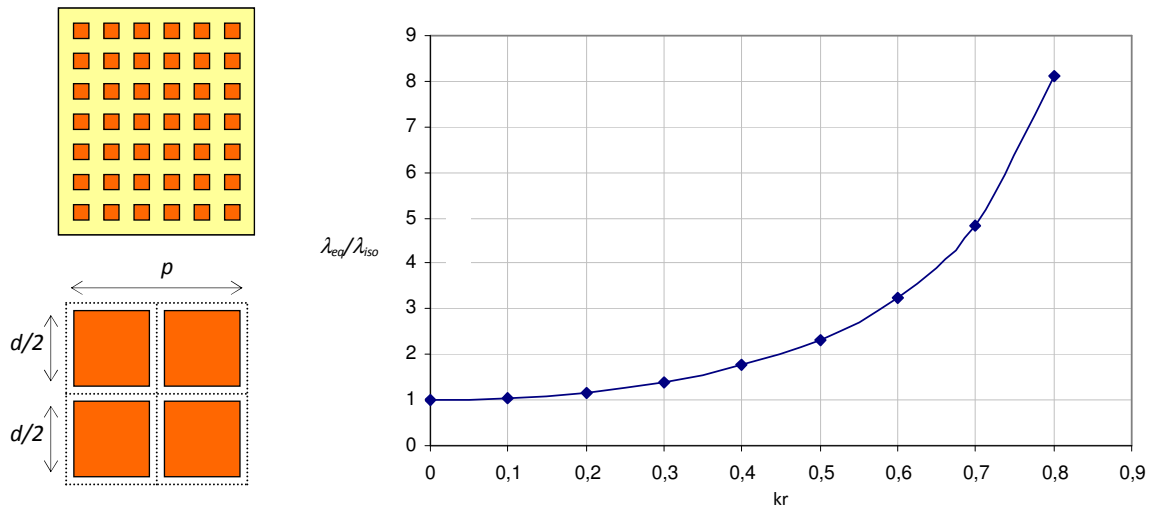


Figure 2.4.4.A : Coupe du bobinage (à gauche) et évolution $\lambda_{eq}/\lambda_{iso}(k_r)$ (à droite)

Pour des formulations plus générales adaptées à des bobinages de section rectangulaire ou ronde, on pourra utiliser la référence [Pyr01].

2.4.4.2 Transferts par convection

La formule (9.24) permet le calcul des résistances thermiques relatives à la convection par l'eau de mer. Les surfaces d'échange sont calculées comme suit

- au niveau d'une encoche

$$S = \pi(1 - k_{dent})(D + 2(e_{bec} + p_{enc} + e_{culs} + e_c))L / N_s \quad \text{par l'extérieur} \quad (19.24)$$

$$S = \pi(1 - k_{dent})DL / N_s \quad \text{par l'intérieur (entrefer)} \quad (20.24)$$

- au niveau d'une dent

$$S = \pi k_{dent}(D + 2(e_{bec} + p_{enc} + e_{culs} + e_c))L / N_s \quad \text{par l'extérieur} \quad (21.24)$$

$$S = \pi k_{dent}DL / N_s \quad \text{par l'intérieur (entrefer)} \quad (22.24)$$

○ Coefficient d'échange convectif entre la surface extérieure de la machine et l'eau de mer

Afin de modéliser les échanges convectifs à la surface de la tuyère, on utilise les résultats bien connus relatifs à une convection forcée sur une plaque plane. Dans le cas de grands diamètres, il semble en effet réaliste de faire abstraction du rayon de courbure de la tuyère. Cette hypothèse est moins vraie pour des petites machines.

La vitesse de l'eau en surface de la tuyère est celle du navire pour la propulsion et celle des courants de marée pour une hydrolienne. Ainsi, d'après [Tai05], la limite de transition écoulements laminaire / turbulent, aux abords d'une abscisse axiale x , est telle que le nombre de Reynolds local vérifie

$$Re_x = V_o x / \nu_{eau} \approx 5.10^5 \quad (23.24)$$

Nous le vérifierons par la suite : on aura généralement $x/L_{tuy} \ll 1$. L'écoulement sera turbulent sur une large partie de la tuyère, notamment en son centre, et donc celui de la machine électrique (c'est à ce niveau que se situe l'étude). Ainsi, dans le cas d'un écoulement turbulent établi, un certain nombre de relations empiriques issues de l'expérience sont disponibles [Sac01]. D'après [Tai01], pour un nombre de Prandtl $Pr \geq 0.5$ (c'est le cas de l'eau à 30°C), le nombre de Nusselt rapporté à l'ensemble de la plaque s'écrit

$$Nu_L = 0.035 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad (24.24)$$

où $Re_L = V_o L_{tuy} / \nu_{eau}$ (25.24)

et $Pr = \mu_{eau} Cp_{eau} / \lambda_{eau}$ (26.24)

La valeur moyenne du coefficient d'échange convectif peut alors être déduite de la relation suivante

$$Nu_L = h L_{tuy} / \lambda_{eau} \quad (27.24)$$

○ Coefficient d'échange convectif dans l'entrefer immergé

Cette étude est plus délicate que la précédente. En effet, les travaux sur la convection forcée dans un espace annulaire étroit immergé dans l'eau et adaptés à notre étude sont rares. Deux méthodes ont néanmoins été retenues.

1- La référence [Bert01] donne un certain nombre d'éléments relatifs à la convection forcée d'un fluide dans un entrefer de machine, la combinaison des écoulements axial et tangentiel combinés étant prise en compte. Il est rappelé qu'il est souhaitable d'avoir un régime d'écoulement turbulent afin de favoriser les échanges entre le fluide et la paroi. Cette condition est assurée si le nombre de Reynolds axial est supérieur à 2300 soit

$$Re_a = V_a e_{meca} / \nu_{eau} \geq 2300 \quad (28.24)$$

où e_{meca} représente l'épaisseur d'entrefer du point de vue mécanique soit la distance aimants/stator e à laquelle on soustrait les épaisseurs d'isolant e_{iso} appliquées au stator et au rotor pour les protéger de la corrosion

$$e_{meca} = e - 2e_{iso} \quad (29.24)$$

V_a est la vitesse axiale de l'eau dans l'entrefer que l'on considère égale à une fraction de la vitesse d'arrivée du fluide sur la machine soit

$$V_a / V_o = k_{Va} \leq 1 \quad (30.24)$$

Notons que la condition (28.24) sur Re_a devrait être vérifiée dans la plupart des cas. De la même façon, à partir de la vitesse tangentielle V_t du rotor, soit $V_t = \pi D = \Omega D$, on définit le nombre de Reynolds tangentiel

$$Re_e = V_t e_{meca} / \nu_{eau} \quad (31.24)$$

Par ailleurs, le nombre de Reynolds effectif est introduit

$$Re_{eff} = V_{eff} e_{meca} / \nu_{eau} \quad (32.24)$$

où V_{eff} est la vitesse effective tenant compte des cisaillements axial et tangentiel, soit

$$V_{eff} = (V_a^2 + \alpha V_t^2)^{1/2} \quad (33.24)$$

avec α un coefficient de pondération qui sera pris égal à 0.25 pour une étude à la paroi du stator.

Note : les hélices étant conçues pour des ratios V_t/V_a assez proches de 4, on devrait avoir une vitesse tangentielle effective αV_t du même ordre de grandeur que la vitesse axiale V_a .

Ainsi, pour un entrefer de grande longueur ($L > 50 e_{meca}$), la corrélation suivante permet d'obtenir le nombre de Nusselt moyen à la paroi du stator

$$Nu_e = 0.046 Re_{eff}^{0.7} \quad (34.24)$$

$$\text{si } 1.1 \times 10^4 \leq Re_a \leq 3.1 \times 10^4 \quad \text{et} \quad 500 \leq Re_t \leq 3.1 \times 10^4$$

La valeur moyenne du coefficient d'échange convectif peut alors être déduite de la relation suivante

$$Nu_e = h e_{meca} / \lambda_{eau} \quad (35.24)$$

Note : on comprend bien les limites du modèle proposé. En effet, pour les propulseurs, les nombres de Reynolds axial et tangentiel risquent d'être particulièrement élevés ($\geq 10^5$). Cet écart est dû au fait que ces formulations sont issues d'essais faisant intervenir de l'air dans l'entrefer. Par ailleurs, pour les hydroliennes, le ratio L/e_{meca} risque d'être très faible ($L/e_{meca} \approx 5$ à 10). Les hypothèses seront donc, en général, rarement toutes vérifiées à la fois.

2- La référence [Bej01] permet le calcul des échanges convectifs au sein d'un conduit formé par 2 plans en regard. Cette approche peut être utilisée pour calculer la contribution de la composante axiale de la vitesse si on fait abstraction du rayon de courbure de la machine. Les formulations proposées sont très classiques et présentent l'avantage d'être bien maîtrisées.

L'écoulement commence à devenir turbulent pour un nombre de Reynolds $Re_{Dh} \geq 2000$. Le régime est totalement turbulent à partir de $Re_{Dh} = 10^4$, ce qui devrait généralement être le cas dans cette étude. Par ailleurs, le diamètre hydraulique considéré est

$$D_h = 2e_{meca} \quad (36.24)$$

$$\text{et } Re_{Dh} = V_a 2e_{meca} / \nu_{eau} \quad \text{sera le nombre de Reynolds considéré} \quad (37.24)$$

Note : on peut noter un rapport 2 entre les définitions du nombre de Reynolds des parties 1 et 2

La zone de transition x_t entre le développement de couche limite et l'écoulement établi se situe autour de

$$x_t / D_h \approx 20 \quad (38.24)$$

En écoulement établi et régime turbulent ($Re_{Dh} \geq 10^4$), dans le cas d'un entrefer lisse, la corrélation suivante, dite de Ditus et Boelter est préconisée pour le calcul du nombre de Nusselt

$$Nu_{Dh} = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr^n \quad (39.24)$$

où $n=0,5$ si $0,5 \leq Pr \leq 5,0$ et $n=1/3$ si $Pr \geq 5,0$, Pr étant le nombre de Prandtl du fluide.

La valeur moyenne du coefficient d'échange convectif peut alors être déduite de la relation suivante

$$Nu_{Dh} = h D_h / \lambda_{eau} \quad (40.24)$$

Par contre, en développement de couche limite, zone définie pour $x/D_h \in [2,20]$, le nombre de Nusselt sera amélioré et dépendra de la position. La corrélation suivante est alors préconisée

$$\bar{Nu}_{Dh}(x) = Nu_{Dh} (1 + (D_h / x)^{0.7}) \quad (41.24)$$

Pour les machines dédiées à la propulsion, une large partie de la longueur active devrait être soumise à un écoulement établi et on pourra se limiter à la formulation (40.24). Par contre, pour une hydrolienne, on se situera plutôt au niveau de la zone de développement de couche limite et l'expression (41.24) devra être considérée.

L'ensemble de ces considérations nous permet de calculer le coefficient d'échange convectif relatif à l'écoulement axial que l'on nomme h_{axi} . Par ailleurs, la référence [Bert01] permet le calcul des échanges convectifs au sein d'un entrefer lisse lorsque seul l'écoulement de rotation est considéré, ce qui nous permettra d'en déduire un coefficient d'échange convectif relatif à l'écoulement tangentiel que l'on nomme h_{tan} . Ainsi, le nombre de Taylor est introduit

$$Ta = (\Omega^2 D e_{mec}^3) / (2 \nu_{eau}^2 F_g) \quad (42.24)$$

où F_g est un facteur géométrique voisin de 1 pour un entrefer étroit, c'est-à-dire tel que $e/D \ll 1$. On pourra, en première approximation, considérer que $F_g \approx 1$.

Pour $Ta < 1700$, le régime est laminaire et la vitesse de rotation n'influence pas le coefficient d'échange. Le nombre de Nusselt est considéré quasi constant. Au-delà, des structures s'organisent dans l'écoulement principal sous forme de paires de tourbillons et favorisent le transfert de chaleur. Ainsi, d'après l'étude menée par [Beck01] sur des machines électriques

$$Nu_{Dh} = 0.409 Ta^{0.241} \quad \text{pour } 1,2 \cdot 10^4 \leq Ta \leq 4 \cdot 10^6 \quad (43.24)$$

On en déduit alors le coefficient d'échange relatif à l'écoulement tangentiel h_{tan} à partir de la relation (40.24).

Note : les valeurs de Ta évoquées sont relatives à des machines de petite dimension avec un entrefer dans l'air. Dans notre cas, les nombres de Taylor, suivant la définition donnée en (C), devraient se situer au-delà de $4 \cdot 10^6$.

La sommation des 2 coefficients de convection nous permet, en première approximation, de déduire une valeur globale pour un écoulement combiné :

$$h_{axi+tan} \approx h_{axi} + h_{tan} \quad (44.24)$$

3- Le tableau ci-dessous donne les valeurs du coefficient d'échange convectif obtenues à parti des deux méthodes présentées ci-dessus, dans le cas des deux machines décrites au 2.3.2.2, en considérant arbitrairement $k_{va}=0,5$

Tableau 2.4.4.B : Coefficients d'échange convectif obtenus par les deux méthodes proposées

	Méthode n°1	Méthode n°2
Machine n°1	$1,18 \cdot 10^4$	$1,35 \cdot 10^4$
Machine n°2	$5,84 \cdot 10^3$	$6,38 \cdot 10^3$

Les résultats obtenus à partir des deux méthodes proposées sont en réalité assez proches. Il semble réaliste de moyenner les deux valeurs.

2.4.4.3 Résistances de contact

La formule (11.24) permet le calcul des résistances thermiques relatives aux imperfections de contact entre les matériaux. Les surfaces de contact sont calculées comme suit

- Contact culasse / carcasse

$$S = \pi(1 - k_{dent})(D + 2(e_{bec} + p_{enc} + e_{culs}))/N_s \quad \text{sur une portion d'encoche} \quad (45.24)$$

$$S = \pi k_{dent}(D + 2(e_{bec} + p_{enc} + e_{culs}))/N_s \quad \text{sur une portion de dent} \quad (46.24)$$

- contact isolant haut / culasse

$$S = \pi(1 - k_{dent})(D + 2(e_{bec} + p_{enc}))L / N_s \quad \text{sur une portion d'encoche} \quad (47.24)$$

$$S = \pi k_{dent}(D + 2(e_{bec} + p_{enc}))L / N_s \quad \text{sur une portion de dent} \quad (48.24)$$

- contact becs / isolant

$$S = \pi(1 - k_{dent})DL / N_s \quad \text{sur une portion d'encoche} \quad (49.24)$$

$$S = \pi k_{dent}DL / N_s \quad \text{sur une portion de dent} \quad (50.24)$$

Note : le contact isolant / becs est ici ignoré

Le tableau suivant donne des ordres de grandeur de conductances thermiques surfaciques de contact $1/r_{\text{contact}}$ communément utilisées [Bert01] pour les machines électriques. Elles sont issues de relevés expérimentaux

Tableau 2.4.4.C : Ordres de grandeur de conductances thermiques surfaciques de contact

Contact tôles stator / carter	de 357 à 1860	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Isolant / tôles stator	de 150 à 1100	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

2.4.5 Quantification des phénomènes et prise en compte des échanges encoche/dent

○ Modélisation 1D : exemple

Afin de quantifier l'importance des phénomènes thermiques dans les machines, on présente ci-dessous les températures calculées pour la machine n°1 citée au 2.3.5.2. Pour cela, on résout le système matriciel suivant

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -R_\alpha & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_\beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_\gamma \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{c\alpha\beta} \\ T_{c\beta\gamma} \\ T_{\alpha\beta} \\ T_{\beta\gamma} \\ \phi_\alpha \\ \phi_\beta \\ \phi_\gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{eau} \\ 0 \\ T_{eau} \\ -R_{\alpha\beta}P_{\alpha\beta} \\ -R_{\beta\gamma}P_{\beta\gamma} \\ P_{\alpha\beta} \\ P_{\beta\gamma} \end{bmatrix} \quad (51.24)$$

L'épaisseur d'isolant assurant la protection du stator est prise égale à $e_{iso}=3\text{mm}$. Les paramètres concernant l'eau sont fixés comme suit : $V_o=4\text{m/s}$, $k_{vo}=0,5$ et $T_{eau}=30^\circ\text{C}$. Le tableau ci-dessous donne les valeurs des températures moyennes dans la culasse, les conducteurs et les dents. De plus, bien que n'apparaissant pas dans le système matriciel ci-dessus, on donne les températures aux différentes interfaces (c'est-à-dire les températures aux points de jonction des schémas en T élémentaires du circuit thermique).

Tableau 2.4.5.A : Températures dans une portion d'encoche sous hypothèse 1D (Machine n°1)

Température de l'eau à l'extérieur	T_{eau1}	30	°C	
Température à la paroi (carcasse)	$T_{\alpha11}$	31	°C	
Température interface carcasse/culasse côté carcasse	$T_{\alpha21}$	32	°C	
Température interface carcasse/culasse côté culasse	$T_{\alpha31}$	39	°C	
Température moyenne culasse	$T_{\alpha\beta1}$	45	°C	
Température interface culasse/isolant côté culasse	$T_{\beta11}$	50	°C	
Température interface culasse/isolant côté isolant	$T_{\beta21}$	61	°C	
Température interface isolant/bobinage	$T_{\beta31}$	114	°C	
Température moyenne bobinage	$T_{\beta\gamma1}$	245	°C	
Température interface bobinage/isolant	$T_{\gamma11}$	194	°C	
Température interface isolant/épaisseur des becs	$T_{\gamma21}$	154	°C	
Température interface épaisseur des becs/isolant	$T_{\gamma31}$	152	°C	
Température à la paroi (isolant)	$T_{\gamma41}$	31	°C	
Température de l'eau dans l'entrefer	T_{eau1}	30	°C	

Tableau 2.4.5.B : Températures dans une portion de dent sous hypothèse 1D (Machine n°1)

Température de l'eau à l'extérieur	T_{eau2}	30	°C	
Température à la paroi (carcasse)	$T_{\alpha 12}$	30	°C	
Température interface carcasse/culasse côté carcasse	$T_{\alpha 22}$	30	°C	
Température interface carcasse/culasse côté culasse	$T_{\alpha 32}$	32	°C	
Température moyenne culasse	$T_{\alpha \beta 2}$	33	°C	
Température interface culasse/dent	$T_{\beta 12}$	34	°C	
Température moyenne dent	$T_{\beta \gamma 2}$	35	°C	
Température interface dent/isolant côté dent	$T_{\gamma 12}$	36	°C	
Température interface dent/isolant côté isolant	$T_{\gamma 22}$	35	°C	
Température à la paroi (isolant)	$T_{\gamma 32}$	30	°C	
Température de l'eau dans l'entrefer	T_{eau2}	30	°C	

On constate une nette différence entre les transferts thermiques au sein des deux portions étudiées. Il s'agit d'un exemple type de machine lente et à fort couple présentant des densités de courant, donc des pertes Joule, importantes. Les pertes fer dans les dents sont moindres (rapport de 1/7 environ). Or, dans cet exemple, les encoches sont plus profondes que larges et la proximité des dents devrait donc largement favoriser l'évacuation de la chaleur. Cet exemple nous montre les limites d'un modèle analytique 1D. Afin d'en améliorer la précision, nous devons y ajouter une résistance thermique transversale qui modélisera les transferts thermiques entre encoches et dents.

Le constat est différent dans le cas de la machine n°2 (application hydrolienne) où l'élévation de température est très faible aussi bien dans la portion d'encoche que de dent. L'évolution vers un modèle 2D s'impose donc tout particulièrement pour les applications de propulsion.

○ Prise en compte des échanges encoche/dent :

Du fait de la $2\pi/N_s$ périodicité thermique de la machine, le domaine d'étude peut logiquement se ramener à une encoche associée à une dent comme représenté sur la figure 2.4.5.A où R_δ est la résistance thermique qui comprend, en série

- $R_{\delta Cu}$ la résistance thermique transversale d'une demi portion conducteur / isolant
- $R_{\delta iso}$ la résistance thermique transversale de la couche d'isolant comprise entre le bobinage et la dent
- $R_{\delta dent}$ la résistance thermique transversale d'une demi dent

Pour le calcul de ces résistances transversales, on peut se ramener aux résultats connus pour un parallélépipède de dimensions l_x , l_y et l_z (suivant les axes x, y et z d'un repère orthogonal) dont la résistance thermique suivant la direction de l'axe x s'écrit [Gra01]

$$R_x = \frac{l_x}{\lambda l_y l_z} \quad (52.24)$$

Dans le cas présent, le produit $l_y l_z$ représentera approximativement la surface $p_{enc}L$. Par ailleurs, on aura en fonction du milieu

$$2l_x = \pi D(1 - k_{dent}) / N_s \quad \text{pour la demi portion isolant / cuivre} \quad (53.24)$$

$$l_x = e_{iso} \quad \text{pour la couche d'isolant entre le bobinage et la dent} \quad (54.24)$$

$$2l_x = \pi D k_{dent} / N_s \quad \text{pour la demi dent} \quad (55.24)$$

Par ailleurs, concernant les résistances d'interconnexion $Rt_{\beta \gamma 1}$ et $Rt_{\beta \gamma 2}$, la référence [Gra01] recommande l'utilisation des relations suivantes

$$Rt_{\beta \gamma 1} = -\frac{R_{\delta Cu}}{3} \quad (56.24)$$

$$\text{et} \quad Rt_{\beta \gamma 2} = -\frac{R_{\delta dent}}{3} \quad (57.24)$$

La figure 2.4.5.A ci-dessous représente le réseau transversal utilisé pour modéliser les transferts ortho radiaux entre les dents et les encoches ainsi que le schéma 2D ramené sur un motif dent + encoche

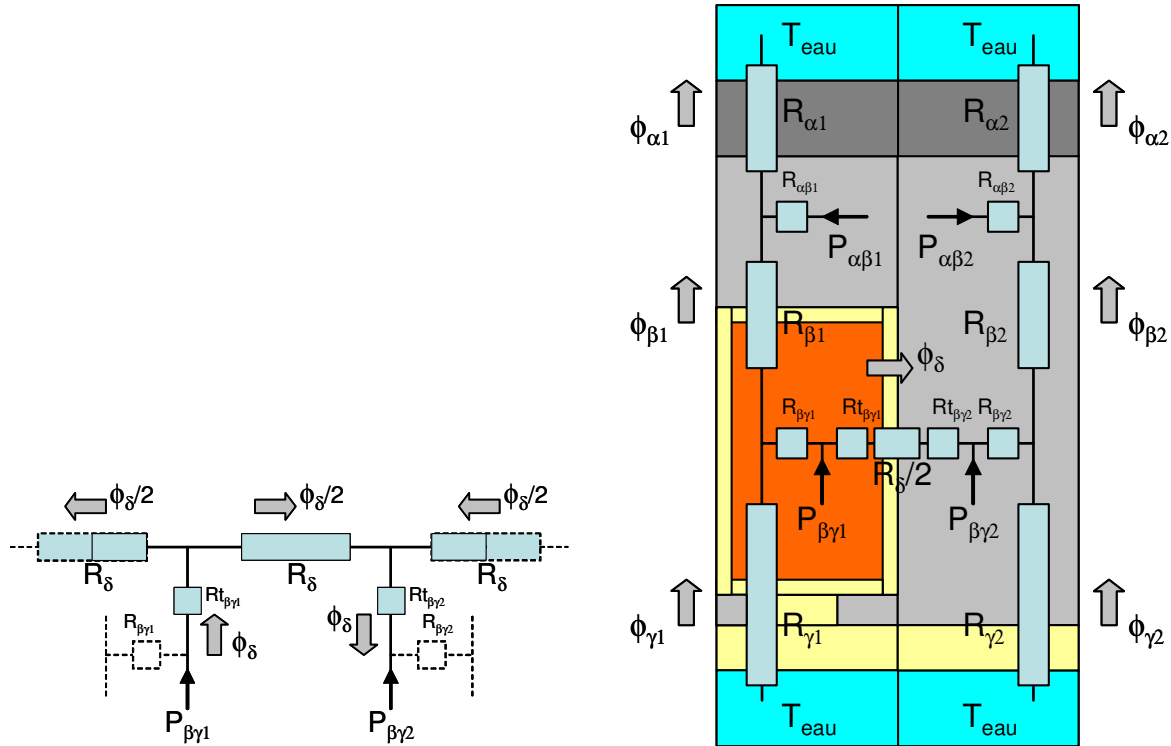


Figure 2.4.5.A : Réseau transversal représenté sur une période et schéma thermique 2D ramené à une période

L'ensemble de ces paramètres étant défini, il s'agit alors de résoudre un nouveau système matriciel dont les détails sont donnés en annexe E. Les tableaux ci-dessous donnent les nouvelles valeurs de température

Tableau 2.4.5.C : Températures dans une portion d'encoche sous hypothèse 2D (Machine n°1)

Température de l'eau à l'extérieur	T_{eau1}	30	°C	
Température à la paroi (carcasse)	$T_{\alpha11}$	30	°C	
Température interface carcasse/culasse côté carcasse	$T_{\alpha21}$	31	°C	
Température interface carcasse/culasse côté culasse	$T_{\alpha31}$	33	°C	
Température moyenne culasse	$T_{\alpha\beta1}$	35	°C	
Température interface culasse/isolant côté culasse	$T_{\beta11}$	37	°C	
Température interface culasse/isolant côté isolant	$T_{\beta21}$	40	°C	
Température interface isolant/bobinage	$T_{\beta31}$	57	°C	
Température moyenne bobinage	$T_{\beta\gamma1}$	98	°C	
Température interface bobinage/isolant	$T_{\gamma11}$	82	°C	
Température interface isolant/épaisseur des becs	$T_{\gamma21}$	69	°C	
Température interface épaisseur des becs/isolant	$T_{\gamma31}$	69	°C	
Température à la paroi (isolant)	$T_{\gamma41}$	30	°C	
Température de l'eau dans l'entrefer	T_{eau1}	30	°C	

Tableau 2.4.5.D : Températures dans une portion de dent sous hypothèse 2D (Machine n°1)

Température de l'eau à l'extérieur	T_{eau2}	30	°C	
Température à la paroi (carcasse)	$T_{\alpha12}$	31	°C	
Température interface carcasse/culasse côté carcasse	$T_{\alpha22}$	32	°C	
Température interface carcasse/culasse côté culasse	$T_{\alpha32}$	39	°C	
Température moyenne culasse	$T_{\alpha\beta2}$	45	°C	
Température interface culasse/dent	$T_{\beta12}$	50	°C	
Température moyenne dent	$T_{\beta\gamma2}$	57	°C	
Température interface dent/isolant côté dent	$T_{\gamma12}$	60	°C	
Température interface dent/isolant côté isolant	$T_{\gamma22}$	58	°C	
Température à la paroi (isolant)	$T_{\gamma32}$	30	°C	
Température de l'eau dans l'entrefer	T_{eau2}	30	°C	

On observe que le modèle 2D a permis de baisser substantiellement la valeur moyenne théorique attendue dans le bobinage. Cette valeur de 98°C semble plus réaliste que celle de 245° prévue par le modèle 1D. Le tableau ci-dessous résume la répartition des flux de chaleur en 1D et 2D. On constate que la répartition des flux est très différente entre les 2 modélisations puisque le flux transversal ϕ_δ entre les encoches et les dents passe de 0W en 1D à 233W en 2D, soit environ les 2/3 des pertes Joule produites dans les encoches.

Tableau 2.4.5.E : Flux de puissance sous hypothèse 1D (Machine n°1)

Pertes Joule dans l'encoche et Fer dans la dent (W)	$P_{\beta 1}$	340	$P_{\beta 2}$	47
Pertes dans la culasse (W)	$P_{\alpha \beta 1}$	15	$P_{\alpha \beta 2}$	18
Flux transversal encoche $\Rightarrow$ dent (W)	ϕ_δ	0		
Flux radial vers l'extérieur (W)	$\phi_{\alpha 1}$	212	$\phi_{\alpha 2}$	58
Flux radial encoche $\Rightarrow$ culasse et dent $\Rightarrow$ culasse (W)	$\phi_{\beta 1}$	197	$\phi_{\beta 2}$	39
Flux radial vers l'entrefer (W)	$-\phi_{\gamma 1}$	143	$-\phi_{\gamma 2}$	8

Tableau 2.4.5.F : Flux de puissance sous hypothèse 2D (Machine n°1)

Pertes Joule dans l'encoche et Fer dans la dent (W)	$P_{\beta 1}$	340	$P_{\beta 2}$	47
Pertes dans la culasse (W)	$P_{\alpha \beta 1}$	15	$P_{\alpha \beta 2}$	18
Flux transversal encoche $\Rightarrow$ dent (W)	ϕ_δ	233		
Flux radial vers l'extérieur (W)	$\phi_{\alpha 1}$	77	$\phi_{\alpha 2}$	259
Flux radial encoche $\Rightarrow$ culasse et dent $\Rightarrow$ culasse (W)	$\phi_{\beta 1}$	62	$\phi_{\beta 2}$	240
Flux radial vers l'entrefer (W)	$-\phi_{\gamma 1}$	45	$-\phi_{\gamma 2}$	40

On constate par ailleurs la part non négligeable du flux thermique transitant par l'entrefer : ce point est développé au paragraphe 2.4.6.

2.4.6 Principaux paramètres influençant l'élévation de température

Nous reprenons pour cela l'exemple de la machine de propulsion (machine n°1) du paragraphe 2.3.2.2

➤ Influence de l'isolant

Le tableau de répartition des températures nous permet de vérifier que le principal paramètre influençant la valeur de la température dans les bobinages est la nature et la quantité de matériau isolant qui, d'une part, imprègne les spires de bobinage dans les encoches et, d'autre part, assure la protection du stator contre la corrosion. La qualité des contacts surfaciques entre les matériaux de nature différente intervient également mais dans une moindre mesure.

➤ Effets bénéfiques de l'eau

Le premier constat est que, quel que soit la vitesse d'eau considérée, l'efficacité des échanges convectifs évolue peu. Le graphique ci-dessous (figure 2.4.6.A) résume ce point. On y fait varier la vitesse nominale de l'eau (c'est-à-dire celle du navire) tout en conservant une même vitesse de rotation. La vitesse d'eau varie entre $V_o=1$ et 12m/s. Ce point est évoqué dans [Kro02] où des travaux semblables sont réalisés sur une machine de propulsion de type rim-driven mais sans prise en compte de l'entrefer. Il est mis en évidence que les variations de la vitesse d'eau ou du coefficient de convection n'influent que très peu sur l'efficacité des transferts thermiques par convection. Ces derniers sont en effet jugés très bons quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Note : nous n'avons pas cherché à tracer l'évolution de la température pour des vitesses d'eau trop faibles car les hypothèses de régime turbulent ne sont alors plus satisfaites. Pour ces cas particuliers néanmoins réalistes (c'est le cas des remorqueurs qui fournissent de forts couples pour de faibles vitesses) les modèles analytiques devront être adaptés à des régimes d'écoulement laminaires.

Le second point que nous avons cherché à quantifier est la contribution de l'eau au refroidissement de la machine. Pour cela, nous avons remplacé l'eau par de l'air (les différentes constantes physiques de l'air sont rappelées en Annexe F). Ainsi, en reprenant l'exemple de la machine n°1, mais cette fois refroidie à l'air, la température moyenne des conducteurs est alors évaluée à 228°C pour une vitesse d'air de 4m/s et une

température de 30°C. Cette valeur est à comparer aux 98°C obtenus avec une eau à 4m/s. Notons une sensibilité accrue à la vitesse du fluide puisque la température tombe à 167°C pour une vitesse de fluide de 11m/s.

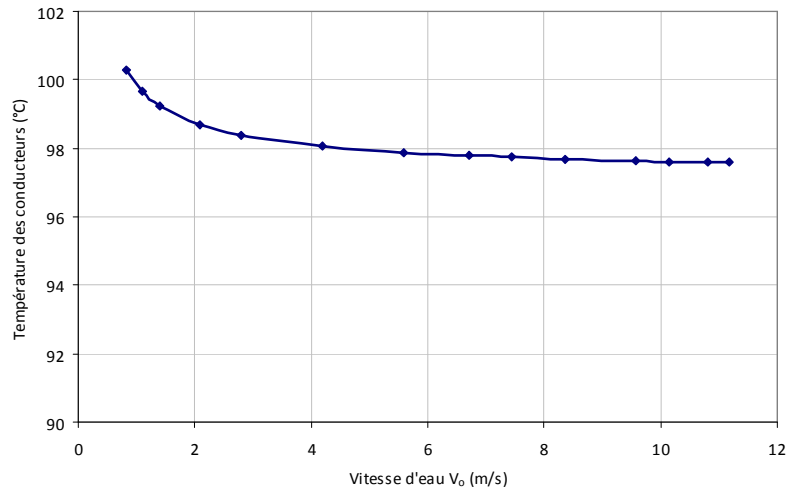


Figure 2.4.6.A : Evolution de la température moyenne des conducteurs en fonction de la vitesse d'eau (Machine de propulsion n°1)

On comprend donc que la modélisation des effets convectifs est indispensable car l'eau contribue de manière significative au refroidissement des moteurs. Par contre, on sent bien qu'il ne sera pas nécessaire de s'attarder à modéliser trop finement ces phénomènes étant donné la très bonne efficacité du refroidissement de l'eau quelles que soient les conditions considérées.

➤ Contribution au refroidissement de l'entrefer immergé

Les résultats du tableau de répartition des flux thermiques de la page précédente nous montrent que, pour cet exemple, sur les 420 W de pertes produites par une portion dent+encoche, 85 W sont théoriquement évacués par l'entrefer, soit environ 20%. Bien entendu, cette proportion dépendra de l'épaisseur d'isolant appliquée sur l'alésage du stator.

Si l'épaisseur d'isolant est supposée infinie (cela revient à modéliser une machine sans dissipation par l'entrefer), alors on obtient une température moyenne de conducteur de 148°C contre 98°C si $e_{iso}=0.003m$. La contribution de l'entrefer immergé au refroidissement de la machine est donc, en théorie, non négligeable et sa modélisation ne pourra être négligée au stade d'un pré dimensionnement (contrairement à ce qui est souvent fait pour des machines dans l'air) au risque d'éliminer des solutions thermiquement viables.

Par ailleurs, le graphique ci-dessous (figure 2.4.6.B) présente l'évolution de la proportion de chaleur $|\phi_{r1}+\phi_{r2}|/(P_F+P_J)$ évacuée par l'entrefer en fonction de l'épaisseur e_{iso} variant entre 0 et 0.010 m. On représente également l'évolution de la température moyenne T_c relativement à la température de référence $T_{ref}=148°C$. Les paramètres concernant l'eau sont fixés comme suit : $V_o=4m/s$, $k_{Vo}=0,5$ et $T_{eau}=30°C$. L'entrefer mécanique est pris égal à $e_{meca}=0.014m$ quelle que soit l'épaisseur d'isolant utilisée.

Note : les pertes dans la machine sont maintenues intentionnellement constantes et figées aux valeurs obtenues au paragraphe 2.4.3. En réalité, l'épaisseur d'isolant utilisée e_{iso} influe sur l'entrefer e (qui représente la distance entre la surface des aimants et l'alésage du stator) puisque l'on suppose l'entrefer mécanique e_{meca} constant quelle que soit la valeur de e_{iso} . Les pertes devraient donc augmenter avec l'épaisseur d'isolant. Cependant, nous souhaitons découpler ces deux effets. Les approches couplées (ici électromagnétique/thermique) ne seront prises en compte qu'au chapitre suivant.

Pour cet exemple, la part de chaleur évacuée par l'entrefer peut atteindre 50% dans le cas idéal (du point de vue thermique) où l'isolant a une épaisseur nulle. A l'inverse, elle devrait tomber à 10% environ pour une épaisseur de 1cm (ce qui devrait représenter une limite haute réaliste).

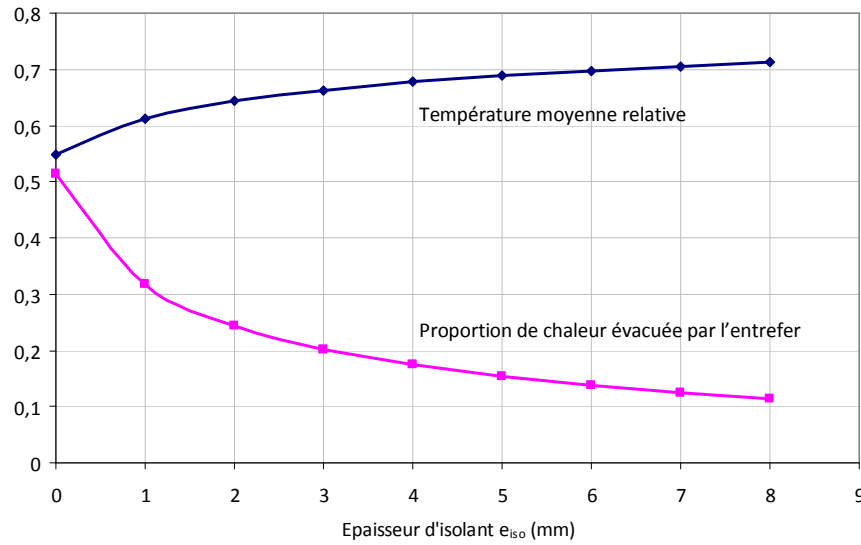


Figure 2.4.6.B : Evolution de la température moyenne relative T_o/T_{ref} des conducteurs (courbe croissante) et de la proportion de chaleur $|\phi_{j1}+\phi_{j2}|/(P_{fer}+P_j)$ évacuée par l'entrefer en fonction de l'épaisseur d'isolant (machine de propulsion n°1)

Ce dernier point nous permet de poser une contrainte supplémentaire au modèle. En effet, du fait de contraintes évidentes de conception, l'épaisseur d'isolant utilisée ne pourra descendre en dessous, et éventuellement monter au dessus, d'une certaine valeur. Ainsi

$$e_{isomin} \leq e_{iso} \leq e_{isomax} \quad (58.24)$$

En dernier lieu, nous avons souhaité quantifier l'importance prise par l'épaisseur de l'entrefer mécanique e_{meca} dans le refroidissement. Pour cela, nous avons suivi l'évolution, en fonction de l'épaisseur e_{meca} , de la température moyenne des conducteurs. De façon réaliste, on choisit de faire varier l'épaisseur e_{meca} entre 0.003 et 0.020m. Par ailleurs $V_o=4m/s$, $k_{Vo}=0,5$, $T_{eau}=30^\circ C$ et $e_{iso}=0.003m$. Les pertes dans la machine sont maintenues constantes. Les résultats sont concluants puisque la température des conducteurs évolue très peu et l'efficacité du refroidissement est bonne quelle que soit l'épaisseur d'entrefer comprise entre 0.003 et 0.020m.

Dans la même logique, des simulations pour différentes combinaisons de vitesse axiale d'eau V_a et vitesse de rotation $\Omega=2\pi$ ont été réalisées. Les conclusions sont les mêmes, à savoir que l'efficacité du refroidissement reste très bonne.

On retiendra donc que la présence d'eau dans l'entrefer devrait contribuer de manière non négligeable au refroidissement de la machine et ce pour une large gamme de vitesse d'eau, de vitesse de rotation et d'épaisseur d'entrefer. Le principal facteur limitant ces transferts sera l'épaisseur d'isolant contre la corrosion appliqué sur l'alésage du stator. Cependant, retenons que la modélisation des échanges convectifs n'est qu'approximative : les conditions de fonctionnement de la présente étude sont en effet différentes de celles ayant servi à l'élaboration de l'ensemble des relations empiriques utilisées. Des résultats issus d'essais expérimentaux seront donc indispensables afin de confirmer l'ensemble des ces conclusions.

Chapitre 3

CONCEPTION MULTI PHYSIQUE D'ENSEMBLES HÉLICE / MACHINE A AIMANTS PERMANENTS ÉTUDES DE CAS

3.1 Introduction

- 3.1.1 Une approche multi-physique
- 3.1.2 Recherche d'une solution optimale

3.2 Dimensionnement de propulseurs

- 3.2.1 Cahiers des charges
- 3.2.2 Hélices considérées
- 3.2.3 Entrefers immergé et non immergé
- 3.2.4 Adaptation du modèle à une structure POD
- 3.2.5 Propulseur à entrefer non immergé de moyenne puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle et tendances de dimensionnement
- 3.2.6 Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée
- 3.2.7 Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée
- 3.2.8 Propulseur à entrefer non immergé de petite puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée
- 3.2.9 Propulseur RD à entrefer immergé de forte puissance : optimisation du rendement.

3.3 Dimensionnement d'hydroliennes et hydro-générateurs

- 3.3.1 Cahiers des charges étudiés
- 3.3.2 Hélices considérées : profils, lois de vrillage et de corde
- 3.3.3 Entrefers immergé et non immergé
- 3.3.4 Effets électromagnétiques d'extrémité
- 3.3.5 Hydro générateur RD de petit diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée
- 3.2.8 Hydrolienne RD de grand diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée

3.4 Conception et fabrication d'un prototype RD à entrefer immergé

- 3.4.1 Similitudes
 - 3.4.2 Conception d'une maquette
 - 3.4.3 Solution retenue et débuts de fabrication
-

3.1 Introduction

3.1.1 Une approche multi-physique

▪ Principe

Au premier chapitre, différentes références bibliographiques [Hug01], [Sha01], [Sha02], [Bla01] nous ont amenés à penser qu'il peut être pertinent d'aborder la problématique du dimensionnement d'ensembles Hélice / Machine à entraînement périphérique sous une approche multi-physique couplée. C'est en ce sens que nous avons développé, au second chapitre, un modèle faisant appel à des notions d'hydrodynamique, thermique et électromagnétique.

Dans ce troisième chapitre, nous souhaitons montrer, au travers de quelques exemples représentatifs, dans quelle mesure une telle approche peut se révéler réellement intéressante. Alors que les experts de chaque domaine tendent à concevoir chaque partie indépendamment des autres, nous cherchons à démontrer qu'une approche couplée peut, dans certains cas, permettre l'obtention de la bonne solution « du premier coup ». Cette solution optimale ne résulte alors plus de la concaténation de deux ou trois conceptions séparées mais d'une approche globale.

Ainsi, dans chaque exemple exposé, nous abordons dans un premier temps la conception sous une approche dite « séquentielle » où le concepteur d'hélice impose son point de vue au concepteur de machine électrique. Dans un second temps, nous concevons l'ensemble hélice / machine de manière couplée, chaque domaine imposant ses spécificités dans le choix de la solution optimale. Les résultats sont alors comparés et nous cherchons à comprendre la pertinence de chacune des deux approches.

Notons que, afin de simplifier les analyses, certaines machines sont volontairement choisies à entrefer non immergé. De telles machines sont potentiellement réalisables au moyen de joints d'étanchéité de grand diamètre. Il est alors plus simple d'analyser les effets des modèles conservés : hydrodynamique d'hélice d'une part et thermo-électromagnétique de machine d'autre part. Les effets liés aux phénomènes visqueux d'entrefer sont alors étudiés en second lieu.

▪ Notion de couplage

Certaines références bibliographiques telles que [Ham01] tentent de distinguer les modèles couplés en fonction

- de la nature physique des phénomènes étudiés : électrique, magnétique, mécanique, thermique, etc.
- des constantes de temps mises en jeu : phénomènes transitoires de constantes de temps proches $\tau_1 \approx \tau_2$ ou éloignées $\tau_1 \gg \tau_2$, étude d'un régime établi.
- de la nature des équations ainsi que leurs méthodes de résolution : équations différentielles / équations algébriques, méthodes numériques / réseaux nodaux / méthode analytique, etc.
- de l'importance du couplage mathématique : les équations sont-elles imbriquées ? Leur résolution est-elle nécessairement simultanée ou bien peut-elle être séquentielle ?

Les modélisations proposées dans les présents travaux sont de nature essentiellement analytique bien qu'elles fassent appel à une discrétisation des pales d'hélice dans le cas d'une hydrolienne. On se place par ailleurs en régime établi : ainsi les échauffements, dont la constante de temps est par nature plus longue que les autres phénomènes, auront une place à part entière dans cette modélisation. Finalement, les différents modèles – hydrodynamique, électromagnétique et thermique – sont abordés de telle sorte qu'ils puissent être résolus séquentiellement. Sur ce dernier point, on perçoit bien que le couplage n'est pas aussi fort que peut l'être, par exemple, un modèle de résistance électrique prenant en compte ses échauffements où les modélisations électrique et thermique sont étroitement imbriquées.

A ces considérations, nous proposons de discuter le rôle du couplage dans le cadre d'une démarche de conception optimale. Ainsi, un modèle à couplage mathématique faible, c'est-à-dire tel que les équations des deux domaines concernés soient mathématiquement peu imbriquées, peut se révéler pertinent dans la mesure où des optimisations séquentielle et couplée amènent à des résultats différents. Les exemples présentés aux paragraphes 3.2 et 3.3 permettront d'illustrer ces propos.

▪ Exemples étudiés

Les paragraphes 3.2 et 3.3 ont en réalité deux objectifs. D'une part, démontrer la pertinence d'une approche couplée dans le cadre de la conception d'un ensemble hélice / machine RD à entraînement périphérique. D'autre part, mettre en évidence les performances, les conditions de fonctionnement et les spécificités d'une structure RD comparativement à des structures plus classiques de type POD. On en profitera alors pour montrer que la modélisation proposée permet, avec quelques adaptations mineures, l'étude d'un ensemble hélice / machine quelconque (RD, POD, ou inséré dans une coque).

Avant d'aborder les études de cas du paragraphe 3.2, nous rappelons brièvement ci-dessous le principe de la méthode de recherche de la solution optimale utilisée.

3.1.2 Recherche d'une solution optimale

▪ Généralités

Rappelons qu'un problème d'optimisation peut s'exprimer sous la forme générale suivante [Gil01]

$$\begin{array}{lll} \text{Minimiser} & F(x) & x \in \mathbb{R}^n \\ \text{avec} & C_i(x) = 0 & i = 1, 2, \dots, m' \\ & C_i(x) \leq 0 & i = m' + 1, \dots, m \end{array}$$

où F représente la fonction objectif et $\{C_i\}$ l'ensemble des fonctions contrainte égalité et inégalité du problème.

Dans la présente étude, le vecteur x est constitué des paramètres de conception du système : géométries d'hélice et de machine, vitesse de rotation. La fonction objectif est typiquement le rendement du système, la masse, le volume, le coût de tout ou partie du système ou une combinaison pondérée de ces critères. Les fonctions de type « contrainte égalité » sont représentées par l'ensemble des équations égalité décrites au chapitre 2 et décrivant les phénomènes physiques étudiés. Les fonctions de type « contrainte inégalité » sont représentées par l'ensemble des équations inégalité décrites au chapitre 2 et représentatives des limites de conception du système. A ces équations peuvent être ajoutées des contraintes inégalités supplémentaires spécifiques à des exigences ou des cahiers des charges particuliers : masse de rotor maximale, rendement minimum, diamètre maximum, etc.

▪ Méthode d'optimisation

Le problème qui nous concerne ici est un problème d'optimisation sous contraintes non linéaires. La méthode utilisée dans ce chapitre est simple et robuste puisqu'elle consiste à balayer l'ensemble des solutions x possibles sur un domaine $A \subset \mathbb{R}^n$ jugé pertinent de sorte que la solution optimale soit systématiquement trouvée. Des méthodes d'optimisation largement plus adaptées, telles que la méthode de Programmation Quadratique Séquentielle SQP [Ma01], pourraient indéniablement convenir. Cependant, pour les investigations qui ont été menées et que nous présentons dans ce chapitre, la méthode utilisée s'est avérée raisonnablement adaptée tant du point de vue des temps de calcul que des ressources en mémoire. Par ailleurs, nos investigations n'ont pas permis, faute de temps, de conclure quant à la robustesse de méthodes spécifiques de type SQP : des essais menés sur des exemples d'hydroliennes ont en effet convergé vers des optimums uniquement locaux. Nous pensons que la difficulté provient du nombre de variables mises en jeu – qui est proportionnel au nombre de discrétisations de l'hélice – ainsi qu'au caractère non linéaire des équations de l'hydrodynamique.

3.2 Dimensionnement de propulseurs

Nous présentons dans ce paragraphe plusieurs exemples de dimensionnement systématique de systèmes hélice / machine électrique dédiés à la propulsion. Ces exemples reposent sur des cahiers des charges inspirés d'applications réelles. Les critères d'optimisation sont le rendement global ou la masse des parties tournantes.

3.2.1 Cahiers des charges

Trois cahiers des charges, très différents l'un de l'autre, sont abordés dans ce paragraphe. Les niveaux de puissance sont de l'ordre de 4x15MW dans le premier exemple, 3MW dans le second et quelques centaines de kW dans le troisième. Les niveaux de vitesse sont également différents. Le graphique ci-dessous, issu du paragraphe 1.1.1.1, permet de mieux situer ces trois applications dans un plan Puissance-Vitesse.

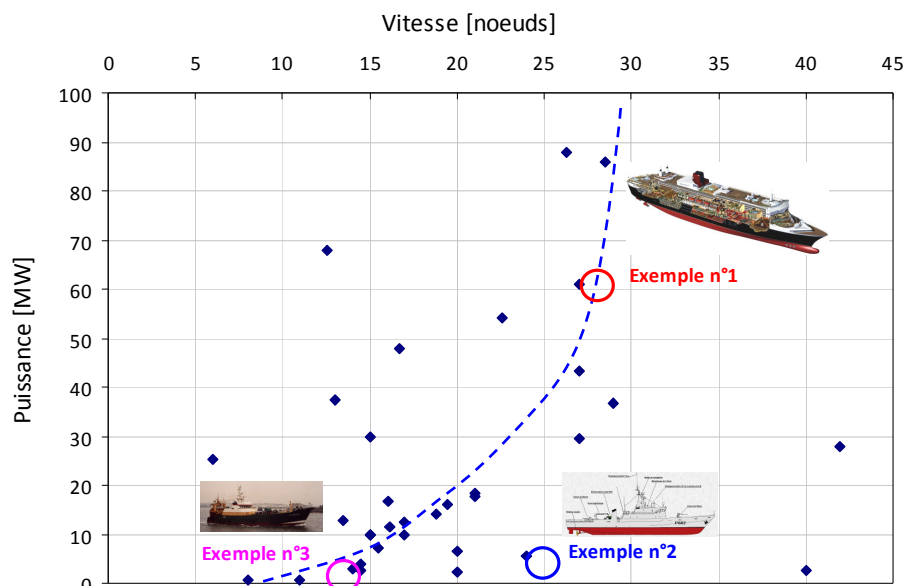


Figure 3.2.1.A : Position des trois exemples étudiés dans un plan Puissance-Vitesse.

3.2.1.1 Cahier des charges n°1 : propulsion de forte puissance

Nous prendrons ici l'exemple d'un navire de croisière propulsé par 4 hélices et présentant les caractéristiques indiquées ci-dessous

Tableau 3.2.1.A : Cahier des charges n°1 - Navire de croisière

Vitesse nominale du navire	$V_{nav} = 28 \text{ noeuds}$
Coefficient de sillage du navire	$(1-w) = 0.85$
Résistance à l'avancement du navire	$Rh_{nav} = 286.44 \text{ t}$
Coefficient de succion du navire	$(1-t) = 0.92$



Figure 3.2.1.B : Exemple d'un navire de croisière propulsé par 4 hélices

Ces données permettent de déduire les principaux paramètres hydrodynamiques au niveau de chacune des hélices qui seront imposés en entrée du modèle

La vitesse d'arrivée d'eau	$V_o = 12.25 \text{ m/s}$
La poussée de l'hélice	$T = 77.83 \cdot 10^3 \text{ kg}$

3.2.1.2 Cahier des charges n°2 : propulsion de moyenne puissance

Nous prendrons ici l'exemple du patrouilleur militaire de type P400 propulsé par une hélice et présentant les caractéristiques indiquées dans le tableau ci-dessous

Tableau 3.2.1.B : Cahier des charges n°2 – Patrouilleur militaire

Vitesse nominale du navire	$V_{nav} = 25 \text{ nœuds}$
Coefficient de sillage du navire	$(1-w) = 0.795$
Résistance à l'avancement du navire	$Rh_{nav} = 13.5 \text{ t}$
Coefficient de succion du navire	$(1-t) = 0.89$

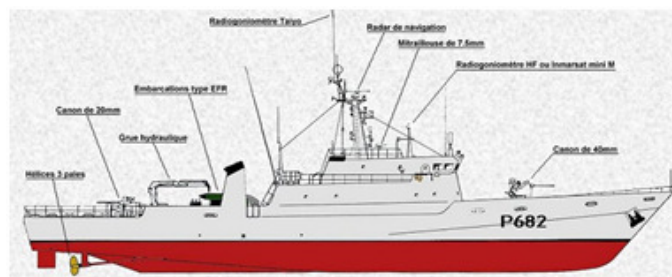


Figure 3.2.1.C : Patrouilleur militaire de la série P400 propulsé par 1 hélice

Ces données permettent de déduire les principaux paramètres hydrodynamiques au niveau de l'hélice qui seront imposés en entrée du modèle

La vitesse d'arrivée d'eau	$V_o = 10.23 \text{ m/s}$
La poussée de l'hélice	$T = 15.19 \cdot 10^3 \text{ kg}$

A titre de comparaison, les vitesses d'eau du navire de croisière et du patrouilleur militaire sont assez proches. Par contre, ramenés à une hélice, les niveaux de poussée sont très différents puisque le rapport des poussées est

$$\frac{T_{navire_croisiere}}{T_{patrouilleur}} \approx 5$$

Du point de vue de la machine électrique, en considérant un rendement hydrodynamique du même ordre de grandeur dans les deux cas, il en résulte un produit (Couple $\times$ Vitesse de rotation) par hélice cinq fois plus élevé pour le navire de croisière.

3.2.1.3 Cahier des charges n°3 : propulseur de petite puissance

Nous prendrons ici l'exemple d'un chalutier propulsé par 2 hélices, de dimensions 35m $\times$ 8m et d'une puissance de 800cv, présentant les caractéristiques indiquées dans le tableau ci-dessous

Tableau 3.2.1.C : Cahier des charges n°3 - Chalutier

Vitesse nominale du navire	$V_{nav} = 13 \text{ nœuds}$
Coefficient de sillage du navire	$(1-w) = 0.74$
Résistance à l'avancement du navire	$Rh_{nav} = 5.13 \text{ t}$
Coefficient de succion du navire	$(1-t) = 0.75$



Figure 3.2.1.D : Chalutier

Ces données permettent de déduire les principaux paramètres hydrodynamiques au niveau des hélices qui seront imposés en entrée du modèle

La vitesse d'arrivée d'eau	$V_o = 4.95 \text{ m/s}$
La poussée d'une hélice	$T = 3.42 \cdot 10^3 \text{ kg}$

Comparativement au patrouilleur militaire du 3.2.1.2, les rapports de vitesse et poussée au niveau d'une hélice sont

$$\frac{V_{o_patrouilleur}}{V_{o_chalutier}} \approx 2$$

et
$$\frac{T_{patrouilleur}}{T_{chalutier}} \approx 5$$

3.2.1.4 Points de fonctionnement considérés

Pour ces exemples de propulseurs, nous ne considérerons qu'un unique point de fonctionnement donné par la vitesse nominale et la résistance à l'avancement associée des tableaux 3.2.1.A à 3.2.1.C. Cette hypothèse est relativement forte car on considère ici que le navire est maintenu à sa vitesse nominale tout au long de son trajet. Elle n'en reste pas moins réaliste au stade d'un pré dimensionnement.

En termes de perspective pour la suite de ces travaux, il sera pertinent de rechercher des cahiers des charges plus détaillés, et de fait plus réalistes, se présentant sous la forme de profils de charge intégrant en ensemble de triplets (Vitesse de navire – Résistance à l'avancement – Durée).

3.2.2 Hélices considérées

Pour cette étude, nous reprendrons le modèle présenté au paragraphe 2.2.4 : il s'agit d'une hélice de la série Ka à Z=4 pales et présentant un ratio de surface $A_d/A_o=3/4$. Notons que les effets propres de la tuyère sont également inclus dans les abaques utilisées.

Le pas réduit P/D est ici le paramètre d'ajustement permettant de caler le point de fonctionnement à celui imposé par le cahier des charges lorsque vitesse de rotation et diamètre d'hélice ont été fixés par le concepteur. Ce principe est décrit en détail au paragraphe 2.2.4.

3.2.3 Entrefers immergé et non immergé

Dans une première phase de l'étude – aux paragraphes 3.2.5 à 3.2.8 – l'entrefer est rendu étanche au moyen de joints d'étanchéité placés de part et d'autre de l'entrefer. Les effets de l'eau dans l'entrefer, les frottements visqueux d'une part et les dissipations thermiques d'autre part, ne sont donc pas pris en compte dans cette première approche. Afin de modéliser correctement les transferts thermiques par l'entrefer, l'eau est remplacée par de l'air avec une hypothèse d'écoulement ortho-radial.

Dans une seconde phase de l'étude – au paragraphe 3.2.9 – l'entrefer est immergé et l'air est remplacé par de l'eau. La technologie est ainsi largement simplifiée puisque les joints d'étanchéité sont supprimés. Les modélisations des effets visqueux et thermique de l'eau dans l'entrefer sont alors prises en compte par la prise

en compte des modèles adaptés. Cette seconde phase d'étude doit permettre de quantifier de tels phénomènes physiques indépendamment de ceux étudiés dans la première phase.

3.2.4 Adaptation du modèle à une structure POD

Afin de cerner au mieux les spécificités des technologies à entraînement circonférentiel et de disposer d'éléments comparatifs de référence, il est proposé d'étudier, parallèlement aux structures RD, les performances de technologies plus traditionnelles en nacelle de type POD. A la différence des structures RD, les machines électriques sont logées dans une nacelle placée dans la continuité de l'arbre (figure 3.2.5.D). Les contraintes géométriques sur les machines sont alors modifiées.

- Du point de vue de l'hydrodynamique, la longueur de la machine électrique doit être limitée de sorte que la nacelle du POD respecte des dimensions raisonnables par rapport à celles de l'hélice. Nous proposons ainsi de réajuster les relations (35.23) et (36.23) de la façon suivante

$$L_{mach} / D_{hel} < k_{1L} \quad \text{où typiquement } k_{1L} \approx 1 \quad (1.32)$$

avec $L_{mach} = L + l_{droit} + \pi D / (2p)$ pour un bobinage diamétral (2.32)

$$L_{mach} = L + l_{droit} + \pi D(1 + k_{dent}) / (12pS_{pp}) \quad \text{pour un bobinage concentré à 2 couches} \quad (3.23)$$

De la même façon, la relation (34.23) qui définissait une contrainte sur l'épaisseur de machine pour une structure RD est remplacée par une relation imposant une contrainte sur le diamètre extérieur de la machine pour une structure POD. Ce dernier doit logiquement rester inférieur à celui de l'hélice

$$D_{ext} / D_{hel} < k_{Dext} \quad \text{où typiquement } k_{Dext} \approx 0.5 \quad (4.32)$$

avec $D_{ext} = D + 2.(e_{bec} + p_{enc} + e_{culs} + e_c)$

- Finalement la relation qui imposait une égalité entre le diamètre d'hélice et le diamètre d'alésage D_{int} du rotor pour une structure RD disparaît et devient

$$D_{int} / D_{hel} \geq k_{Dint} \quad \text{où typiquement } k_{Dint} \approx 0.1 \quad (5.32)$$

Le produit $k_{Dint} \times D_{hel}$ est représentatif du diamètre du moyeu de l'hélice.

Note : les valeurs de k_{1L} , k_{Dint} et k_{Dext} proposées sont uniquement issues d'une analyse visuelle des technologies POD existantes et, de fait, ne sont qu'approximatives.

3.2.5 Propulseur à entrefer non immergé de moyenne puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle et tendances de dimensionnement

Dans ce paragraphe, le cahier des charges d'un patrouilleur militaire est considéré (paragraphe 3.2.1.2). Dans un premier temps, l'hélice seule est optimisée du point de vue de son rendement hydrodynamique. Puis, dans un second temps, la machine électrique optimale est recherchée. Les détails des conditions de fonctionnement de la machine, en termes de densités de courants, pertes et température sont donnés. Une analyse fine des effets d'une variation des principaux paramètres géométriques de la machine est ensuite réalisée. Cet exercice nous permet de mieux appréhender les phénomènes physiques imposant la géométrie électrique optimale. L'étude est faite pour des structures RD puis POD dans le but de cerner les spécificités de chacune des deux structures.

3.2.5.1 Cas d'une technologie RD

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice présentant le meilleur rendement hydrodynamique et répondant au cahier des charges du §3.2.1.2 sont données ci-dessous. La vitesse de rotation $N=2\pi$ et le diamètre d'hélice D_{hel} sont les variables permettant l'optimisation du rendement. Rappelons qu'un unique pas géométrique réduit P/D est possible – lorsqu'il existe – pour un couple (N, D_{hel}) donné.

Tableau 3.2.5.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique

Vitesse de rotation	$N = 522 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 1.61 \text{ m}$
Pas géométrique réduit	$P/D = 1.273$
Couple de l'hélice	$Q = 45.67 \text{ kNm}$
Rendement hydrodynamique	0.6102
Puissance demandée à l'arbre	$P = 2496 \text{ kW}$

La figure 3.2.5.A permet de visualiser les effets d'une variation de la vitesse de rotation ou du diamètre d'hélice sur le rendement hydrodynamique d'hélice autour du point optimal. On remarque qu'une large bande de solutions (N, D_{hel}) autour de ce point est en réalité envisageable. Par contre, un certain nombre de combinaisons ne sont pas réalistes, soit parce qu'elles ne permettent pas de répondre aux contraintes du cahier des charges – c'est le cas des hélices lentes et de faible diamètre – soit, à l'inverse, par ce que leur vitesse périphérique est trop élevée : sur cet exemple, la vitesse périphérique est limitée à 55 m/s.

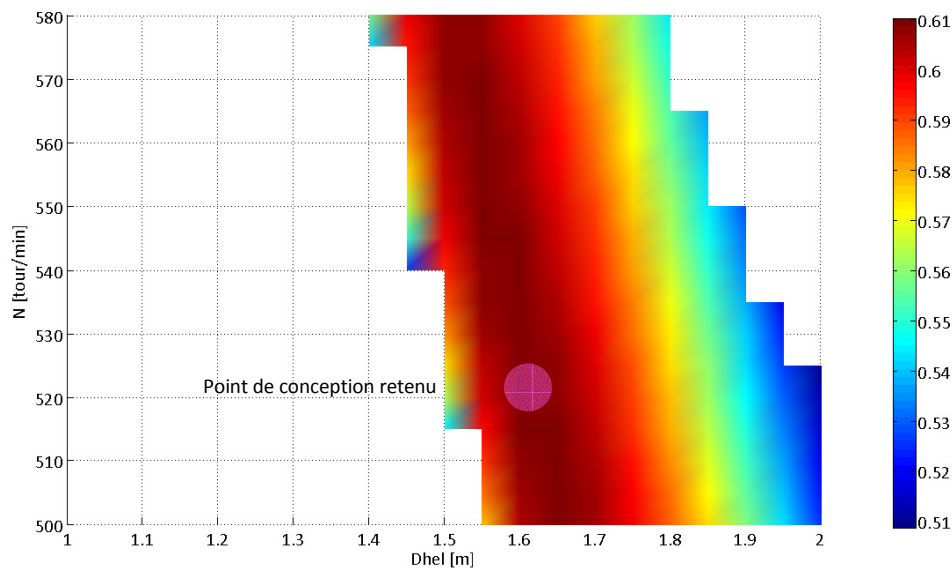


Figure 3.2.5.A : Evolution du rendement hydrodynamique d'hélice en fonction de sa vitesse de rotation et de son diamètre

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique de meilleur rendement EM est recherchée. Les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues : L , p , e_a , p_{enc} , k_{dent} , β , k_r , e , e_{cul} . Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pôle/phase. Quelques paramètres géométriques, que nous considérons secondaires pour cette étude, sont par contre figés. Le tableau ci-dessous résume l'ensemble des contraintes imposées au modèle de machine.

Tableau 3.2.5.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Epaisseur de la jante (interface hélice/ culasse)	$e_j=0.010\text{ m}$
Epaisseur des becs	$e_{bec}=0.003\text{ m}$
Longueur axiale des têtes de bobine	$L_{droit}=0.005\text{ m}$
Proportion d'ouverture des becs	$p_{ouv}=0.50$
Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax}=3\text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MU}=2\text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}=1.4\text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{mecc(min)}=0.016\text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_z}=0.60$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_r}=0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)}=0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)}=150\text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=130\text{ °C}$

Note : Par souci de simplification et étant donné les effets secondaires attendus sur cet exemple, le couple de détente et les effets d'extrémité 3D ne sont pas considérés dans ces calculs.

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine électrique obtenue par la procédure d'optimisation est décrite dans le tableau ci-dessous. Elle est représentée schématiquement sur la figure 3.2.5.B. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec}\approx 98.8\%$.

Tableau 3.2.5.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 0.77\text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 15$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.014\text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.037\text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.023\text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.032\text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.50$
Proportion des aimants	$\beta = 0.75$
Densité linéique de courant	$A_L = 39.1\text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 3.52\text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1}=0.44\text{ T}$
Pertes Joule	$P_J=14.1\text{ kW}$ dont têtes de bobine : 3.9kW
Pertes Fer	$P_{Fer}=15.9\text{ kW}$ dont culasses : 10.1kW
Température maximale du Cuivre	$T_c=61\text{ °C}$ avec une eau à $T_{eau}=30\text{ °C}$

Note : le couple de détente et le coefficient d'effets d'extrémités sont évalués à $C_{d1}=9\text{ N.m}$ et $k_{3D}=0.98$ ce qui confirme la possibilité de négliger de tels phénomènes à ce stade de l'étude.

On peut remarquer que l'échauffement de la machine est très modeste puisque l'élévation de température est estimée à seulement $\Delta T=31\text{ °C}$. Le fait d'optimiser le seul rendement, sans imposer de contrainte particulière sur la masse ou le volume des parties actives, aboutit en effet à des densités de courant relativement modestes par rapport aux valeurs habituellement rencontrées : typiquement $A_L\approx 80\text{ kA/m}$ et $J\approx 6\text{ A/mm}^2$ pour des machines de forte puissance. On perçoit bien les limites d'une telle approche qui est en réalité plus théorique que pratique.

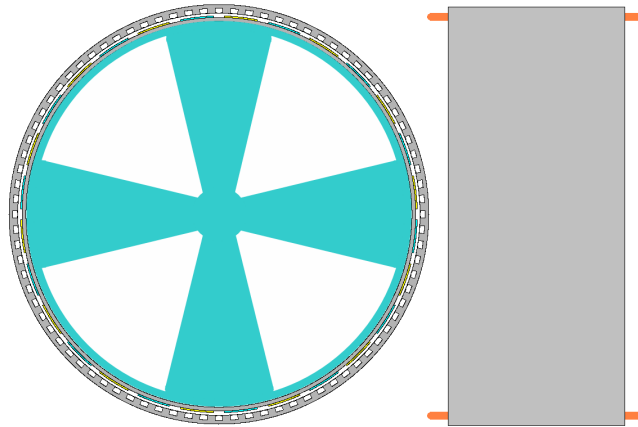


Figure 3.2.5.B : Ensemble hélice/machine RD obtenu par optimisation séquentielle du rendement

➤ Tendances de dimensionnement

En partant de la solution optimale trouvée ci-dessus, nous traçons l'évolution du rendement EM lorsqu'un seul paramètre géométrique de la machine évolue à la fois (figure 3.2.5.C). Cet exercice permet d'appréhender plus finement l'influence de chaque paramètre. Les courbes en trait gras représentent l'évolution du rendement sous contraintes. Les courbes en trait fin représentent cette même évolution mais cette fois sans contrainte, les paramètres pouvant librement évoluer au delà des plages imposées par les contraintes.

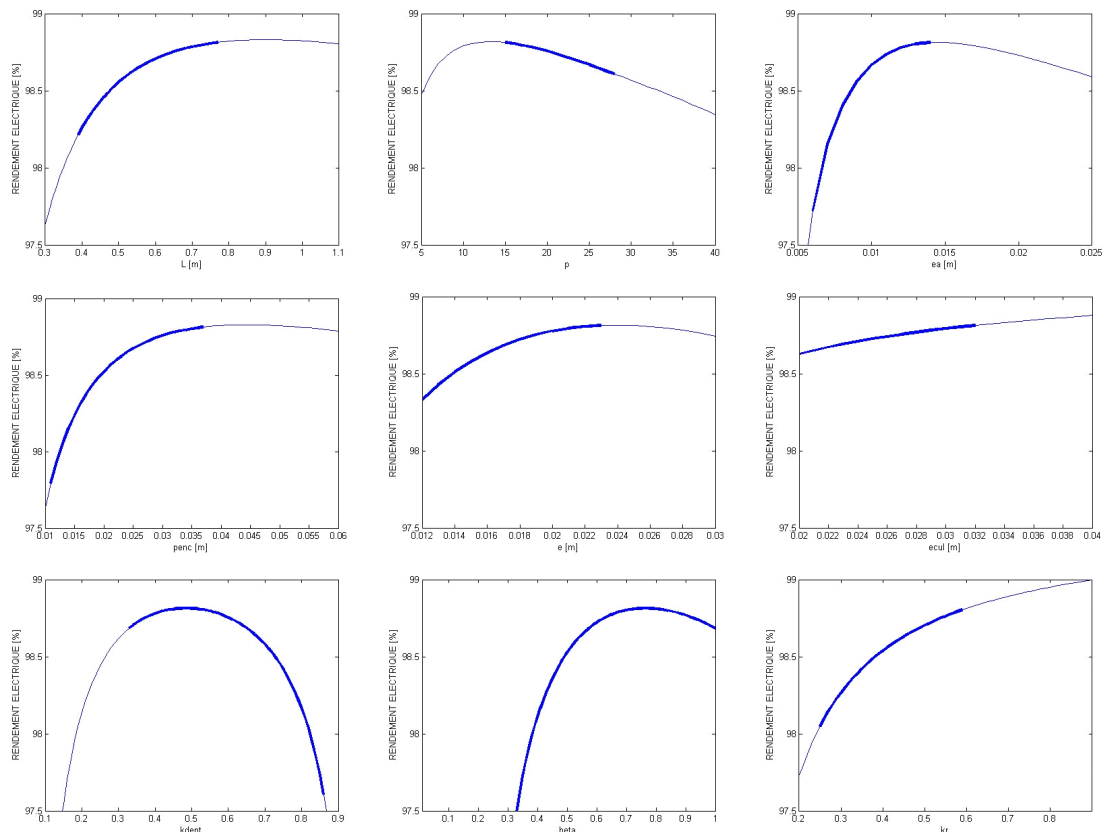


Figure 3.2.5.C : Evolution du rendement EM en fonction de, respectivement de gauche à droite et de haut en bas L , p , e , e_{cub} , k_{dentr} , β et k_r

Les tendances de dimensionnement, que l'on peut déduire de ces courbes, sont les suivantes

- **Longueur axiale (L)** : un compromis est recherché entre une machine courte et chargée, qui engendre des pertes Joule élevées, et une machine longue et qui tend progressivement à augmenter ses pertes Fer.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La longueur maximale de la tuyère impose quant à elle une limite supérieure. L'extremum du rendement n'est pas tout à fait atteint mais pourrait l'être pour des contraintes d'encombrement axial un peu moins fortes.

- **Nombre de paires de pôles (p)** : p élevé engendre une fréquence électrique et des pertes Fer élevées. Les pertes Joules augmentent aussi du fait des fuites magnétiques inter aimants plus importantes (le flux utile diminue et la densité linéique de courant augmente). A l'opposé, si p est faible, les pertes Joule des têtes de bobine augmentent, ainsi que les pertes Fer (l'induction moyenne des culasses augmente).

Épaisseur et longueur maximales de tuyère imposent une limite inférieure. La fréquence maximale de découpage de l'onduleur de tension impose quant à elle une limite supérieure. L'extremum du rendement n'est pas tout à fait atteint mais pourrait l'être pour des contraintes d'encombrement axial et radial légèrement moins fortes.

- **Épaisseur des aimants (e_a)** : elle influe sur la valeur de l'induction B_{Rr1} . Ainsi, des aimants fins engendrent de fortes densités de courant et donc des pertes Joule $P_J \propto A_L^2$ ainsi que $Fer P_F \propto A_L^{2,2}$ élevées. A l'inverse, des aimants épais engendrent des pertes Fer $P_F \propto B_{Rr1}^{2,2}$ élevées.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La limite en saturation des culasses et dents, combinée à une épaisseur maximale de tuyère, impose une limite supérieure. L'extremum du rendement est ici atteint.

- **Profondeur des encoches (p_{enc})** : la densité surfacique de courant $J \propto A_L/p_{enc}$ est inversement proportionnelle à la profondeur des encoches et les pertes Joule $P_J \propto J \cdot A_L \propto A_L^2/p_{enc}$ augmentent donc pour des encoches peu profondes. A l'opposé, des encoches très profondes engendrent un volume de dents et des pertes Fer élevées.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. L'épaisseur maximale de tuyère impose quant à elle une limite supérieure. Dans l'exemple présenté, l'extremum du rendement n'est pas tout à fait atteint mais pourrait l'être pour des contraintes d'encombrement radial légèrement moins fortes.

- **Épaisseur d'entrefer (e)** : elle influe sur la valeur de l'induction B_{Rr1} qui génère des pertes Fer élevées $P_F \propto B_{Rr1}^{2,2}$ lorsque l'entrefer est trop mince. A l'inverse, un entrefer trop épais engendre de fortes densités de courant et donc des pertes Joule $P_J \propto A_L^2$ ainsi que $Fer P_F \propto A_L^{2,2}$ qui peuvent croître rapidement.

La limite inférieure de l'entrefer mécanique $e_{meca}(min)$, ainsi que la limite en saturation des dents et des culasses, impose une limite inférieure. La température maximale admissible dans les conducteurs combinée à une épaisseur maximale de tuyère impose quant à elle une limite supérieure. L'extremum du rendement n'est pas tout à fait atteint mais pourrait l'être pour des contraintes d'encombrement radial légèrement moins fortes.

- **Épaisseurs de culasse (e_{cul})** : des culasses fines engendrent des niveaux d'induction $B_{cul} \propto e_{cul}^{-1}$ élevés et donc des pertes Fer $P_F \propto e_{cul} \cdot B_{cul}^{2,2} \propto e_{cul}^{-1,2}$ élevées. A l'opposé, s'il n'existe pas de contrainte particulière sur la masse ou le volume de Fer, une culasse épaisse tend à réduire les pertes et donc améliorer le rendement.

La limite en saturation des culasses impose une limite inférieure. L'épaisseur maximale de tuyère impose une limite haute.

- **Proportion des dents (k_{dent})** : des dents fines engendrent une induction dans les dents et des pertes Fer élevées. A l'opposé, des dents trop trapues ont pour effet d'augmenter la densité surfacique de courant et donc les pertes Joule dans les encoches. Un compromis, situé typiquement autour de $k_{dent} \approx 0.5$, doit être recherché.

La limite de saturation des dents combinée une contrainte sur leur facteur de forme impose une limite inférieure. La température maximale admissible dans les conducteurs impose quant à elle une limite supérieure.

- **Proportion des aimants (β)** : elle influe sur la valeur de l'induction B_{Rr1} . Si β est proche de 1, les pertes Fer $P_F \propto B_{Rr1}^{2,2}$ sont élevées. A l'inverse, des aimants trop étroits ($\beta \rightarrow 0$) engendrent de fortes densités de courant et des pertes Joule qui croissent rapidement. Un compromis, situé typiquement autour de $\beta \approx 0.75$ doit être recherché.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La limite en saturation des culasses et des dents peut imposer quant à elle une limite supérieure.

- **Coefficient de remplissage (k_r)** : un coefficient trop faible engendre des pertes Joule élevées puisque la résistance des bobinages est plus élevée (à nombre de spires identique). A l'inverse, un coefficient élevé permet une amélioration du rendement électrique (dans la limite physique possible).

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La limite supérieure est imposée par des contraintes de conception.

→ On retiendra que chaque paramètre géométrique influe sur la valeur des pertes EM et que sa valeur optimale, du point de vue du rendement EM, résulte généralement d'un compromis entre pertes Fer et Joule.

La plupart de ces paramètres (longueur active, nombre de pôles, épaisseur d'aimant...) ne peuvent dépasser certaines limites imposées par des contraintes d'encombrement axial et / ou radial spécifiques aux technologies RD. Ces contraintes restent néanmoins très raisonnables, notamment en comparaison de ce que nous observons dans le cas d'un POD.

3.2.5.2 Cas d'une technologie POD

➤ Hélice optimale

En négligeant les effets hydrodynamiques de la nacelle sur ses performances, l'hélice optimale – de meilleur rendement hydrodynamique – reste la même que celle trouvée au paragraphe 3.2.5.1.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés, la machine électrique optimale – de meilleur rendement EM – située cette fois-ci dans la nacelle du POD est recherchée. A nouveau, les principaux paramètres géométriques de la machine (L , p , e_a , p_{enc} , k_{dent} , β , k_r , e , e_{cul}) sont des inconnues. Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ une encoche/pôle/phase. Quelques paramètres géométriques considérés secondaires (e_{bec} , L_{droit} et p_{ouv}) sont fixés comme au paragraphe 3.2.5.1. Par ailleurs, les principales contraintes sont fixées comme suit :

Tableau 3.2.5.D : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax} = 3 \text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI} = 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4 \text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)} = 0.008 \text{ m}$
Ratio max. longueur de machine / diamètre hélice	$k_{1L} = 1.00$
Ratio max. diamètre extérieur / diamètre hélice	$k_{Dext} = 0.50$
Ratio min. diamètre intérieur / diamètre hélice	$k_{Dint} = 0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent} = 5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a = 0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax} = 130 \text{ °C}$

Note : A nouveau, couple de détente et effets d'extrémité 3D sont ignorés dans ces calculs.

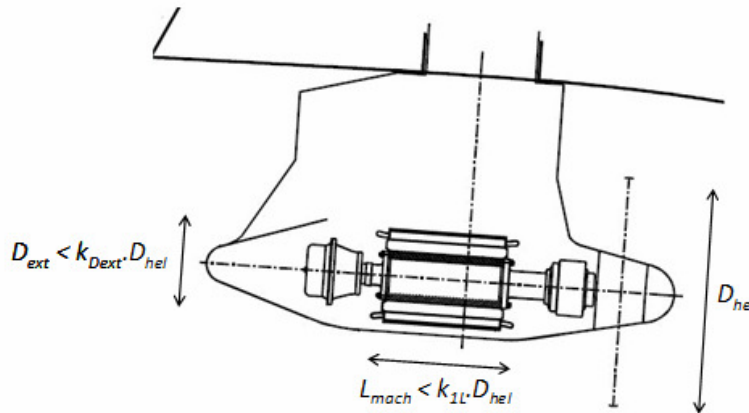


Figure 3.2.5.D : Insertion d'une machine dans une nacelle de POD et visualisation des principales contraintes géométriques

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine électrique obtenue par la procédure d'optimisation est décrite dans le tableau ci-dessous. Elle est représentée schématiquement sur la figure 3.2.5.E. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 98.3\%$.

Tableau 3.2.5.E : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 1.46 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 6$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.071 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.073 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.012 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.032 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.60$
Proportion des aimants	$\beta = 0.80$

Densité linéique de courant	$A_L = 96.3\text{kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 5.50\text{A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.91\text{T}$
Pertes Joule	$P_J = 27.7\text{kW}$ dont têtes de bobine : 4.0kW
Pertes Fer	$P_{\text{Fer}} = 13.4\text{kW}$ dont culasses : 6.1kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 104^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{\text{eau}} = 30^\circ\text{C}$

Note : le couple de détente et le coefficient d'effets d'extrémités sont évalués à $C_{d1}=480\text{N.m}$ et $k_{3D}=0.98$, ce qui confirme qu'il est réaliste de négliger de tels phénomènes à ce stade de l'étude.

On constate très nettement que les valeurs de densité de courant, d'induction et de température sont plus élevées que celles de la structure RD du paragraphe 3.2.5.1 et globalement plus proches de celles usuellement rencontrées pour des machines de ce type. Les pertes Joule sont ainsi deux fois plus élevées que celles obtenues pour la structure RD et le rendement EM est réduit de 0.5% environ.

La température maximale n'en reste pas moins inférieure à la limite maximale fixée à 130°C : ainsi, l'ajout d'une contrainte supplémentaire portant sur la masse ou le volume permettrait l'obtention d'une machine de densité de puissance plus élevée. A nouveau, l'approche est ici plus théorique que pratique.

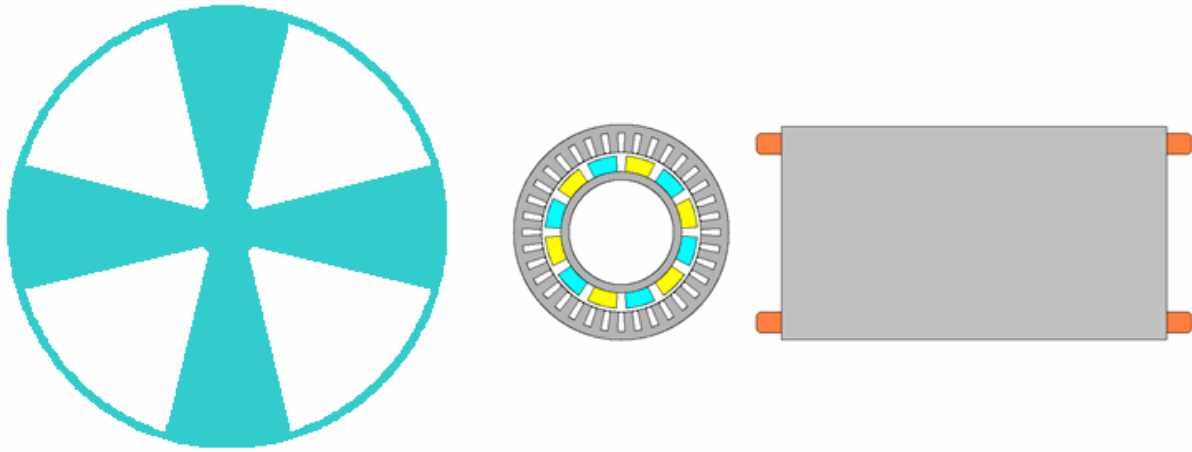


Figure 3.2.5.E : Ensemble hélice/machine RD obtenu par optimisation séquentielle du rendement

On peut vérifier très simplement par les calculs que la machine POD est effectivement plus « chargée » que la machine RD (sa densité de courant linéique est plus élevée). Cela s'explique par le fait que le volume d'entrefer $V_{ent} \propto D^2 L$ de cette dernière est plus élevé. En effet

- pour le RD	$D \approx D_{hel}$	et $L \approx k_{tuy_z} \cdot D_{hel}$	ainsi	$V_{ent} \approx (\pi/4) \cdot D_{hel}^2 \cdot k_{tuy_z} \cdot D_{hel}$
- pour le POD	$D < k_{Dext} \cdot D_{hel}$	et $L \approx k_{1L} \cdot D_{hel}$	ainsi	$V_{ent} < (\pi/4) \cdot (k_{Dext} \cdot D_{hel})^2 \cdot k_{1L} \cdot D_{hel}$

En prenant $k_{tuy_z}=1/2$, $k_{Dext}=1/2$ et $k_{1L}=1$, il vient d'après (3.23)

$$\frac{(A_L \cdot B_{Rr1})_{POD}}{(A_L \cdot B_{Rr1})_{RD}} > 2$$

Dans les faits, ce ratio est plutôt de l'ordre de 4 car, en première approximation, $D \approx (2/3) \cdot D_{ext}$ pour un POD.

➤ Tendances de dimensionnement

En partant de la solution optimale trouvée ci-dessus, nous traçons l'évolution du rendement EM lorsqu'un seul paramètre géométrique de la machine évolue à la fois (figure 3.2.5.F). Les courbes en trait gras représentent l'évolution du rendement sous contraintes. Celles en trait fin représentent cette même évolution mais cette fois sans contrainte, les paramètres pouvant librement évoluer au delà des plages imposées par les contraintes.

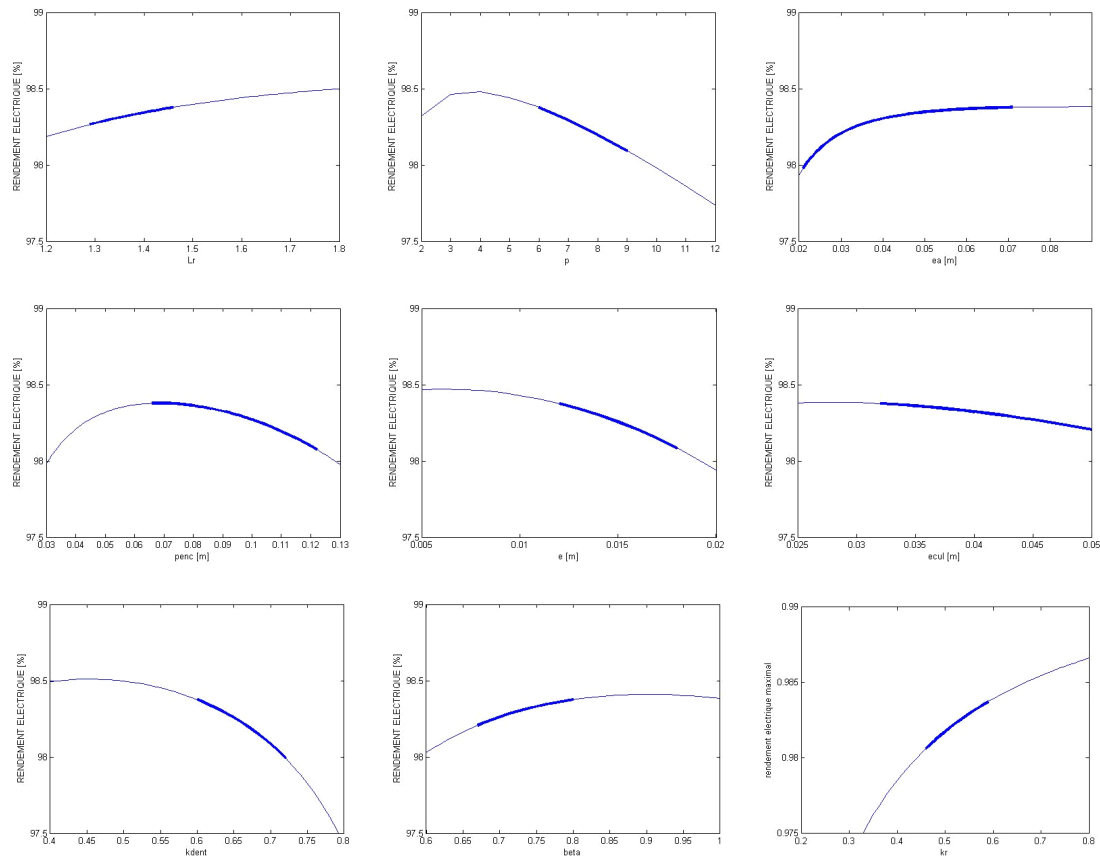


Figure 3.2.5.F : Evolution du rendement EM η_{elec} en fonction de, respectivement, L , p , e_a , p_{enc} , e , e_{cul} , k_{dent} , β et k_r

Les tendances de dimensionnement, qu'il est possible de déduire de ces courbes, sont les suivantes

- **Longueur axiale (L)** : comme pour le propulseur RD, une machine courte génère des pertes Joule élevées alors qu'une machine longue génère plutôt des pertes Fer élevées.

La limite supérieure est imposée par la longueur de l'enveloppe du POD. Dans l'exemple présenté, l'extremum du rendement n'est pas atteint et, **contrairement à la structure RD, ne peut l'être qu'au prix d'un relâchement important des contraintes d'encombrement axial ($k_{1L} > 1$) et/ou radial ($k_{Dext} > 0.5$)**. On constate alors que les pertes Joule et fer tendent à s'équilibrer.

- **Nombre de paires de pôles (p)** : comme pour le propulseur RD, un nombre de pôles élevé entraîne une augmentation des pertes Fer. A l'opposé, les pertes Joule dans les têtes de bobine augmentent si le nombre de pôles est trop faible, ainsi que les pertes Fer puisque l'induction moyenne dans les culasses augmente.

La longueur maximale de l'enveloppe du POD ainsi que les limites en saturation des culasses imposent une limite inférieure. Contrairement au RD, l'extremum du rendement n'est pas atteint : des simulations avec des valeurs de k_{1L} ou k_{Dext} plus élevées nous amènent à penser que des contraintes d'encombrement moins fortes permettraient d'atteindre cet extremum.

- **Epaisseur des aimants (e_a)** : comme pour le propulseur RD, des aimants fins engendrent de fortes densités de courant, donc des pertes Joule élevées. A l'opposé, des aimants épais font croître les pertes Fer.

La température maximale admissible dans les conducteurs et la limite en saturation au stator imposent une limite inférieure. La limite supérieure est imposée ici par le facteur de forme des aimants. Dans l'exemple présenté, l'extremum du rendement est pratiquement atteint.

- **Profondeur des encoches (p_{enc})** : comme pour le propulseur RD, les pertes Joule augmentent pour des encoches peu profondes. A l'opposé, des encoches profondes entraînent une augmentation des pertes Fer. A cela s'ajoute une diminution du diamètre d'alésage, d'où une augmentation de la densité linéique de courant et des pertes Joule

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure mais également une limite supérieure (et non plus les contraintes d'encombrement, comme c'est le cas des structures RD). Cette limite supérieure est également dictée par les facteurs de forme des dents. Dans l'exemple présenté, l'extremum du rendement est atteint.

- **Epaisseur d'entrefer (e)** : comme pour le propulseur RD, les pertes Fer augmentent lorsque l'entrefer devient mince. A l'inverse, un entrefer trop épais engendre des pertes Joule ainsi que Fer qui croissent rapidement.

La limite inférieure de l'entrefer mécanique $e_{mecc}(min)$, ainsi que la limite en saturation des dents et des culasses impose une limite inférieure. La température maximale admissible dans les conducteurs impose quant à elle une limite supérieure. A la différence de la structure RD, l'extremum n'est pas atteint. Pour l'atteindre, il est nécessaire de relâcher les contraintes d'encombrement axial et/ou radial.

- **Epaisseurs de culasse (e_{cul})** : comme pour le propulseur RD, une culasse fine peut engendrer des pertes Fer élevées. A l'opposé, et c'est une différence par rapport aux structures RD, le diamètre d'alésage D tend à diminuer pour des épaisseurs de culasse importantes : il en résulte alors des densités de courant et des pertes Joule élevées.

La limite en saturation des culasses impose une limite inférieure. La limite en température des conducteurs impose une limite supérieure. Dans l'exemple présenté, l'extremum du rendement est quasiment atteint.

- **Proportion des dents (k_{dent})** : les effets de la proportion de dents sur le rendement sont globalement les mêmes que pour le propulseur RD. Un compromis, situé typiquement autour de $k_{dent} \approx 0.5$, doit être recherché.

La limite en saturation des dents combinée une contrainte sur leur facteur de forme des dents impose une limite inférieure. La température maximale admissible dans les conducteurs impose quant à elle une limite supérieure. A la différence de la structure RD, l'extremum du rendement n'est pas atteint du fait de niveaux d'induction dans les dents très élevés lorsque les dents sont fines. En toute logique, un allongement de la machine (soit $k_{IL} > 1$) permet d'atteindre plus facilement cet extremum.

- **Proportion des aimants (β)** : comme pour le propulseur RD, les pertes Fer sont élevées si β est proche de 1. A l'inverse, des aimants trop étroits (β proche de 0) engendrent des pertes Joule qui peuvent croître rapidement.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La limite en saturation des culasses et des dents impose quant à elle une limite supérieure. Cependant, à la différence de la structure RD, l'extremum du rendement n'est pas atteint du fait de niveaux d'induction dans les culasses rapidement trop élevés lorsque β augmente. Comme pour la proportion de dents, un allongement de la machine permettrait de s'éloigner des limites en saturation de la machine.

- **Coefficient de remplissage (k_r)** : comme pour le propulseur RD, un coefficient de remplissage trop faible engendre des pertes Joule élevées. A l'inverse, un coefficient élevé permet une amélioration du rendement électrique.

La température maximale admissible dans les conducteurs impose une limite inférieure. La limite supérieure est imposée par des contraintes de conception. On favorisera un coefficient de remplissage le plus élevé possible.

→ Les tendances d'évolution du rendement EM du POD en fonction de ses différents paramètres géométriques sont similaires à celles constatées pour le RD. Les contraintes d'encombrement axial et radial sont néanmoins différentes et, dans le cas du POD, influencent plus fortement l'optimisation de la géométrie, empêchant un certain nombre de paramètres d'atteindre leur valeur idéale du point de vue du rendement EM. Dans le cas du propulseur RD, l'effet des contraintes d'encombrement est moins fort puisque, on le constate, chaque variable géométrique est souvent très proche de sa valeur optimale.

*Sur cet exemple de propulseur de moyenne puissance, le rendement de la structure RD est essentiellement limité par l'épaisseur de la tuyère alors que, dans le cas de la structure POD, ce sont plutôt la longueur et le diamètre de la nacelle qui imposent des limites. On retiendra cependant que le volume « naturel » de la machine – caractéristique la plupart du temps d'un équilibre entre pertes Joule et pertes Fer – tend à être mieux respecté dans le cas d'une technologie RD. **On retrouvera ces tendances dans la plupart des exemples traités par la suite.***

Dans les exemples qui vont suivre, l'approche n'est plus exclusivement séquentielle et les effets combinés des paramètres de l'hélice et de la machine électrique sont étudiés.

3.2.6 Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée

Dans ce paragraphe, nous considérons le cahier des charges d'un propulseur de forte puissance installé sur un navire de croisière (paragraphe 3.2.1.1). Dans un premier temps, l'hélice seule est optimisée du point de vue de son rendement hydrodynamique. Puis, la machine électrique optimale est recherchée. Les détails des conditions de fonctionnement de l'hélice et de la machine sont présentés. Finalement, l'optimisation du rendement global est abordée sous une approche couplée dont nous cherchons à cerner la pertinence. L'étude est faite pour des structures RD puis POD avec l'idée de cerner les spécificités de chacune des structures.

3.2.6.1 Cas d'une technologie RD

3.2.6.1.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice présentant le meilleur rendement hydrodynamique et répondant au cahier des charges du §3.2.1.1 sont données ci-dessous. A nouveau, la vitesse de rotation $N=330$ et le diamètre d'hélice D_{hel} sont les variables permettant l'optimisation du rendement.

Tableau 3.2.6.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique

Vitesse de rotation	$N = 330 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 3.05 \text{ m}$
Pas géométrique réduit	$P/D = 1.2705$
Couple de l'hélice	$Q = 443.2 \text{ kNm}$
Rendement hydrodynamique	0.6102
Puissance à l'arbre	$P = 15310 \text{ kW}$

La figure 3.2.6.A permet de visualiser les effets d'une variation de la vitesse de rotation ou du diamètre d'hélice sur le rendement hydrodynamique d'hélice autour du point optimal. A nouveau, on remarque qu'une large bande de solutions $N = f(D_{hel}) \propto 1/D_{hel}$ autour de ce point est en réalité envisageable. Sur cet exemple, la vitesse périphérique est limitée à 55 m/s.

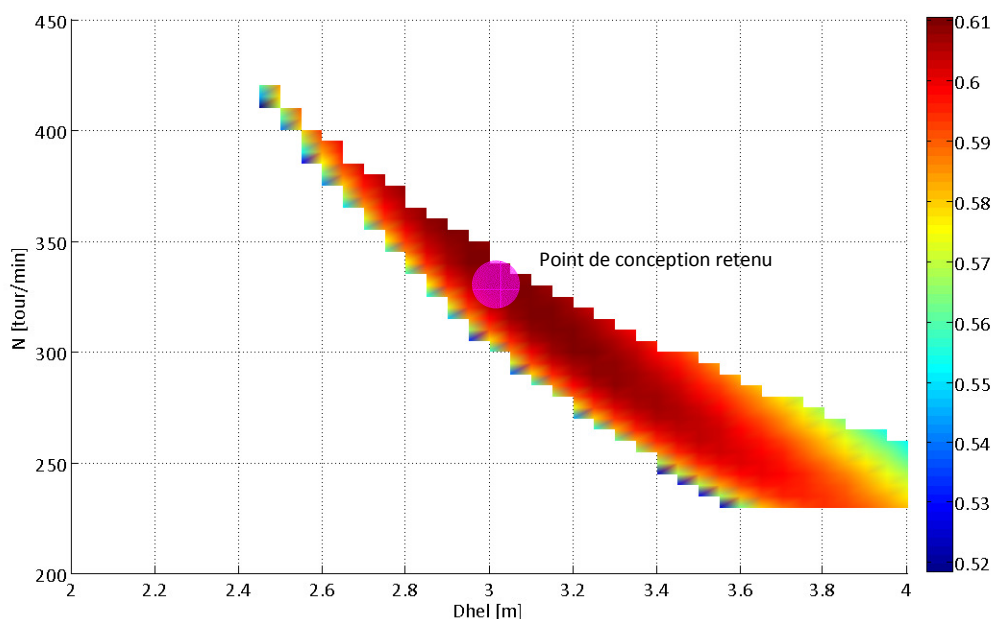


Figure 3.2.6.A : Evolution du rendement hydrodynamique d'hélice en fonction de sa vitesse de rotation et de son diamètre

Il est par ailleurs intéressant de constater que le pas géométrique retenu est proche de celui déjà trouvé pour l'exemple de propulseur de moyenne puissance du précédent paragraphe. Ce résultat devient assez logique lorsque l'on visualise sur la figure ci-dessous l'évolution de la courbe de rendement hydrodynamique d'hélice $\eta_{hydro}(J)$ en fonction du pas réduit P/D . La courbe de meilleur rendement est atteinte lorsque P/D est de l'ordre de 1.3 et le coefficient d'avance J de l'ordre de 0.8. Ainsi, pour un cahier des charges quelconque, en appelant V_o et T_o la vitesse d'eau et la poussée imposées à l'hélice, si il existe une combinaison (n, D_{hel}) réaliste telle que

$$J_o = \frac{V_o}{n D_{hel}} \approx 0.8$$

et
$$\frac{T_o}{\rho_{eau} n^2 D_{hel}^4} = K_T (J_o \approx 0.8, P/D \approx 1.3)$$

alors la solution optimale sera, d'un point de vue adimensionnel, toujours proche des solutions retenues dans le cadre des deux exemples étudiés.

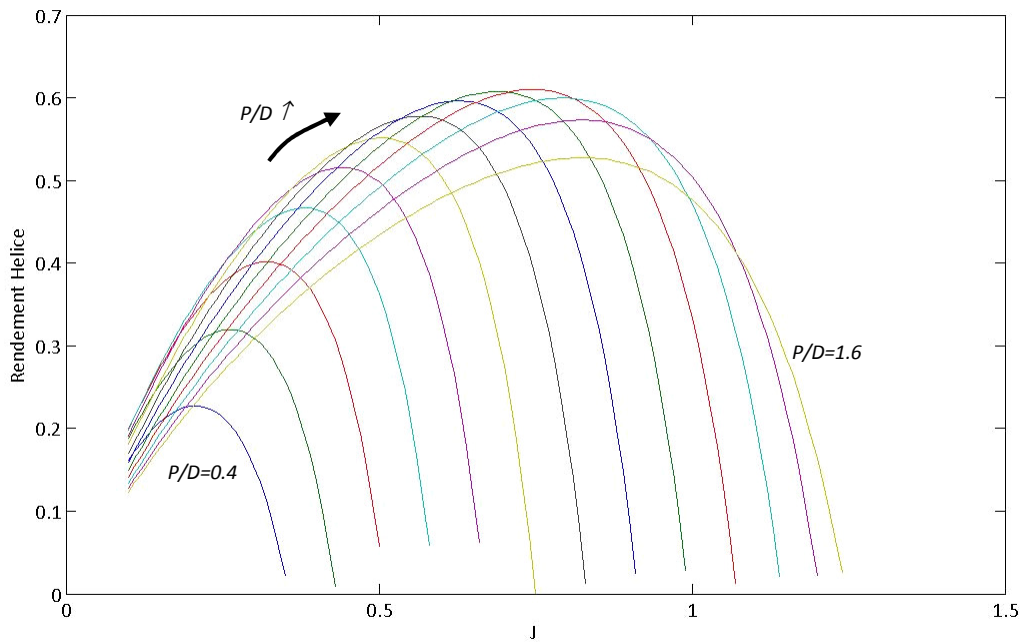


Figure 3.2.6.B : Evolution du rendement hydrodynamique de l'hélice en fonction du coefficient d'avance et du pas géométrique

Il est également intéressant de constater que le rendement hydrodynamique se dégrade assez rapidement lorsque le coefficient d'avance s'éloigne de sa valeur optimale. La solution optimale, lorsqu'elle existe, sera telle que $n.D_{hel} \approx V_o/0.8$, ce qui permet de retrouver la loi en $N \propto 1/D_{hel}$ de la figure 3.2.6.A.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique de meilleur rendement EM est recherchée. Les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues : $L, p, e_a, p_{enc}, k_{dent}, \beta, k_r, e, e_{cul}$. Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pôle/phase. Quelques paramètres géométriques, que nous considérons secondaires pour cette étude, sont figés comme au paragraphe 3.2.5.1. Par ailleurs, les principales contraintes sont fixées comme suit

Tableau 3.2.6.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax} = 6 \text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI} = 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4 \text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)} = 0.030 \text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy, z} = 0.60$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy, r} = 0.10$

Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)} = 150 \text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=130 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Note : A nouveau, par souci de simplification et étant donné les effets secondaires attendus sur cet exemple, le couple de détente et les effets d'extrémité 3D ne sont pas considérés pour ces calculs.

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine électrique obtenue par la procédure d'optimisation est décrite dans le tableau ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 99.3\%$.

Tableau 3.2.6.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 1.44 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 14$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.032 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.073 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.049 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.064 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.49$
Proportion des aimants	$\beta = 0.76$
Densité linéique de courant	$A_L = 53.7 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 2.40 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.46 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 47.9 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 14.1 kW
Pertes Fer	$P_{Fer} = 59.9 \text{ kW}$ dont culasses : 23.7 kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 77^{\circ}\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^{\circ}\text{C}$

Note : le couple de détente et le coefficient d'effets d'extrémités sont évalués à $C_{d1} = 800 \text{ N.m}$ et $k_{3D} = 0.98$ ce qui confirme la possibilité de négliger de tels phénomènes à ce stade de l'étude.

Comme pour l'exemple de moyenne puissance du paragraphe 3.2.5.1, le rendement EM estimé est très bon. Par ailleurs, les élévations de température restent très modestes. Il est à noter qu'en faisant l'exercice purement théorique de remplacer l'eau circulant autour de la tuyère par de l'air, la température des bobinages s'élève alors à environ 115°C , ce qui permet de vérifier deux points. D'une part, l'eau apporte un réel bénéfice au refroidissement de la machine et, d'autre part, la machine proposée présente bien une marge d'optimisation en termes de densités de courant.

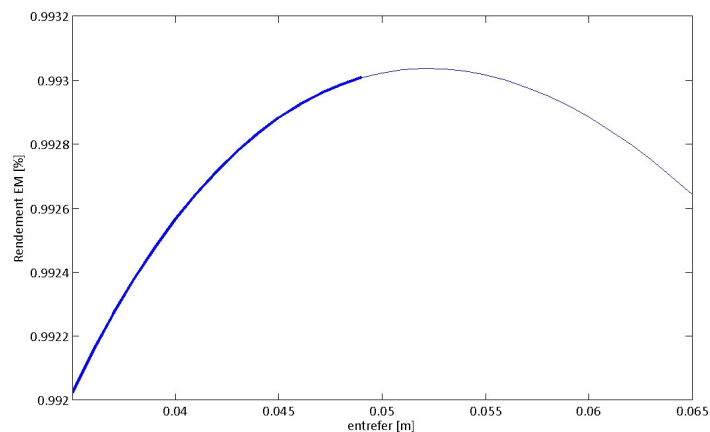


Figure 3.2.6.C : Evolution du rendement EM de la machine en fonction de l'entrefer.
La courbe en trait gras représente l'évolution du rendement sous contraintes.
Celle en trait fin représente cette même évolution mais cette fois sans contrainte.

Un second constat est que l'entrefer mécanique de la machine optimale est plutôt épais et éloigné de la limite minimale qui a été imposée. A titre d'illustration, la figure 3.2.6.C représente l'évolution du rendement EM en fonction de l'épaisseur d'entrefer. Le rendement est en réalité très bon sur une large gamme de valeurs d'entrefer. Cependant, comme expliqué au paragraphe 3.2.5, un entrefer trop mince tend à augmenter les pertes Fer. Ainsi, en raisonnant uniquement sur le rendement – ce raisonnement n'étant que théorique – on note qu'**il n'est pas utile d'avoir un entrefer trop mince**. Il s'agit d'un bon point pour des machines RD de grand diamètre où il est préférable d'avoir un entrefer suffisamment épais du fait de contraintes mécaniques potentiellement fortes au niveau de l'entrefer (déformations).

3.2.6.1.2 Optimisation couplée

A la différence du paragraphe 3.2.6.1.1, le processus d'optimisation recherche la solution offrant le meilleur rendement propulsif global, calculé comme le produit du rendement d'hélice par le rendement de la machine électrique. Les variables d'optimisation sont la vitesse de rotation, le diamètre d'hélice et l'ensemble des paramètres EM. Nous présentons ci-dessous les résultats obtenus.

➤ Hélice optimale

Les caractéristiques de l'hélice optimale du point de vue du rendement global sont les suivantes

Tableau 3.2.6.D : Hélice optimale présentant le meilleur rendement global

Vitesse de rotation	$N = 326 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 3.07 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.2742$
Couple de l'hélice	$Q = 448.7 \text{ kNm}$
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro} = 0.6102$
Puissance à l'arbre	$P = 15320 \text{ kW}$

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale du point de vue du rendement global sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 99.31\%$.

Tableau 3.2.6.E : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 1.45 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 14$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.033 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.063 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.048 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.070 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.47$
Proportion des aimants	$\beta = 0.77$

3.2.6.1.3 Comparaison des deux approches

On le constate de manière très claire, les deux approches aboutissent, sur cet exemple, à des résultats quasi-identiques. L'optimisation couplée n'apporte ici que très peu d'amélioration par rapport à une optimisation séquentielle.

On peut expliquer ces résultats par le fait que les machines électriques ont en réalité d'excellents rendements théoriques pour une large gamme de couple, diamètre et vitesse d'hélice. Ces propos sont illustrés par la figure

3.2.6.D qui montre l'évolution du rendement EM optimal pour différentes valeurs de diamètre d'hélice et de vitesse de rotation comprises respectivement entre 2 et 4 m et entre 230 et 450 tours/min. Ce rendement reste toujours très bon sur toute la zone balayée. Rappelons que, d'après les explications du paragraphe 2.2.4, chacun de ces points n'admet qu'une seule hélice possible lorsqu'elle existe. Le rendement d'hélice est par contre plus sensible à la variation de ces paramètres (figure 3.2.6.A) et oriente donc principalement les résultats de l'optimisation.

Il est néanmoins intéressant de noter que la solution EM optimale tendra plutôt à se situer au niveau des grands diamètres d'hélice, ce qui révèle un intérêt antagoniste entre les modèles d'hélice et de machine.

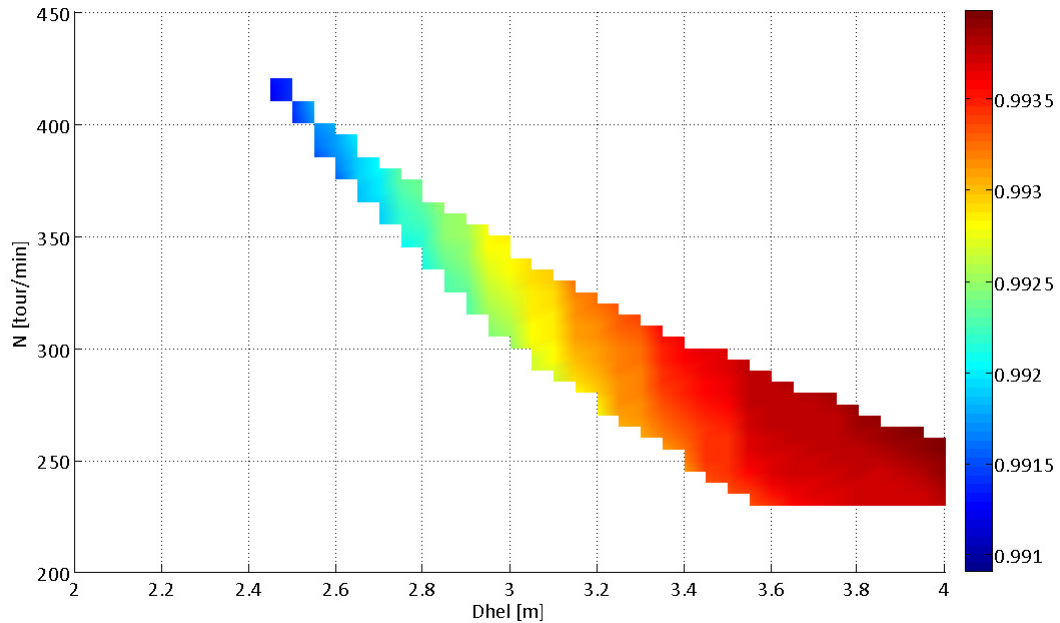


Figure 3.2.6.D : Evolution du rendement EM optimal en fonction de la vitesse de rotation et du diamètre d'hélice

3.2.6.2 Cas d'une technologie POD

3.2.6.2.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

En négligeant les effets de la nacelle sur ses performances, l'hélice optimale – de meilleur rendement hydrodynamique – reste la même que celle présentée au paragraphe 3.2.6.1.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés, la machine électrique optimale – de meilleur rendement EM – située cette fois-ci dans la nacelle du POD est recherchée. A nouveau, les principaux paramètres géométriques de la machine (L , p , e_a , p_{enc} , k_{dent} , β , k_r , e , e_{cul}) sont des inconnues. Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ une encoche/pôle/phase. Quelques paramètres géométriques considérés secondaires (e_{bec} , L_{droit} et p_{ouv}) sont fixés comme au paragraphe 3.2.6.1. Par ailleurs, les principales contraintes sont fixées comme suit :

Tableau 3.2.6.F : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax} = 6 \text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MU} = 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4 \text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)} = 0.015 \text{ m}$
Ratio max. longueur de machine / diamètre hélice	$k_{1L} = 1.00$
Ratio max. diamètre extérieur / diamètre hélice	$k_{Dext} = 0.50$
Ratio min. diamètre intérieur / diamètre hélice	$k_{Dint} = 0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent} = 5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a = 0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)} = 150 \text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax} = 130 \text{ °C}$

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine électrique obtenue par la procédure d'optimisation est décrite ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 99.0 \%$.

Tableau 3.2.6.G : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 2.84 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 8$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.143 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.117 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.025 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.053 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.90$
Densité linéique de courant	$A_l = 121 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 3.8 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.87 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 92.8 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 10.6 kW
Pertes Fer	$P_{Fe} = 59.4 \text{ kW}$ dont culasses : 17.5 kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 125 \text{ °C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30 \text{ °C}$

Comme pour l'exemple du propulseur de moyenne puissance (paragraphe 3.2.5), on constate nettement que les niveaux de densité de courant, d'induction, de pertes et de températures sont plus élevés que ceux de la structure RD (paragraphe 3.2.6.1). Cependant, le rendement EM estimé reste très bon, ce qui présume, comme

pour le cas des structures RD, que les modèles de machine et d'hélice seront largement indépendants. Ce point est vérifié dans le paragraphe 3.2.6.2.2.

3.2.6.2.2 Optimisation couplée

Le processus d'optimisation couplée recherche la solution offrant le meilleur rendement propulsif global, calculé comme le produit du rendement d'hélice par le rendement de la machine électrique. Les variables d'optimisation sont la vitesse de rotation, le diamètre d'hélice et l'ensemble des paramètres EM. Nous présentons ci-dessous les résultats obtenus.

➤ Hélice optimale

Les caractéristiques de l'hélice optimale du point de vue du rendement global sont les suivantes

Tableau 3.2.6.H : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Vitesse de rotation	$N = 325 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 3.08 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.2712$
Couple de l'hélice	$Q = 450.1 \text{ kNm}$
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro} = 0.6102$
Puissance à l'arbre	$P = 15320 \text{ kW}$

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale du point de vue du rendement global sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 99.1\%$.

Tableau 3.2.6.I : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 2.87 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 8$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.145 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.114 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.025 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.055 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.90$

3.2.6.2.3 Comparaison des 2 approches

Comme pour l'exemple de la structure RD, les résultats par approches séquentielle et couplée sont très proches et, sur cet exemple – l'optimisation du rendement d'un propulseur POD de forte puissance à entrefer non immergé – l'approche couplée n'apporte que très peu d'amélioration par rapport à une optimisation séquentielle.

Au prochain paragraphe, dans la continuité de ces résultats, nous présentons un exemple où le modèle EM est plus fortement contraint et, par voie de conséquence, plus sensible aux variations des paramètres d'hélice.

3.2.7 Propulseur à entrefer non immergé de forte puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée

L'objectif est ici de concevoir le propulseur ayant une masse tournante la plus légère possible afin de réduire, entre autre, les contraintes mécaniques sur les paliers du système. La masse tournante comprend l'hélice et le rotor électrique. Nous l'avons vu dans l'étude bibliographique du chapitre 1, la recherche de solutions de maintien du rotor adaptées aux structures RD constitue une réelle problématique de conception. En parallèle, nous imposons un rendement global $\eta_{hydro} \times \eta_{EM}$ minimum à respecter. Pour cet exemple, le rendement minimum est fixé à 90% du rendement global maximum trouvé au précédent paragraphe.

3.2.7.1 Cas d'une technologie RD

3.2.7.1.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice optimale, c'est-à-dire la plus légère possible, répondant aux contraintes du cahier des charges du paragraphe 3.2.1.1 et présentant un rendement hydrodynamique supérieur à 90% du rendement théorique maximal – à savoir $0.9 \times 0.6102 \approx 0.549$ – sont décrites ci-dessous

Tableau 3.2.7.A : Hélice optimale obtenue par une approche séquentielle

Vitesse de rotation	$N = 534 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2.14 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.4475$
Couple de l'hélice	$Q = 303.13 \text{ kNm}$
Masse de l'hélice	187 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro}(masse\ mini) = 0.5515$
Puissance à l'arbre	$P = 16950 \text{ kW}$

Dans cet exemple précis, la vitesse tangentielle maximale à ne pas dépasser en périphérie de l'hélice est fixée à 60 m/s. Cette valeur, volontairement exagérée, permet de faire ressortir plus largement les résultats présentés dans ce paragraphe. Comparativement au paragraphe 3.2.6.1, l'hélice est ici environ trois fois moins lourde.

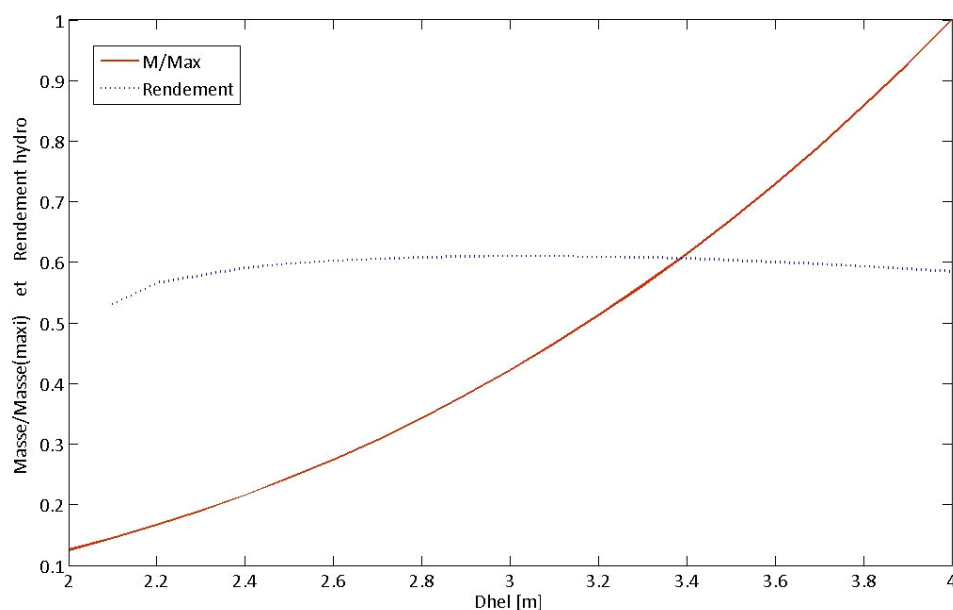


Figure 3.2.7.A : Rendement hydrodynamique optimal et masse (adimensionnée) en fonction du diamètre d'hélice

La masse de l'hélice est ici évaluée à partir de la masse M_0 connue pour un diamètre d'hélice D_{hel0} donné. Il est alors possible d'en déduire la masse $M_0 \cdot (D_{hel}/D_{hel0})^3$ d'une hélice homothétiquement similaire de diamètre D_{hel} quelconque. En toute logique, plus le diamètre d'hélice sera petit et plus l'hélice sera légère. Cependant, en deçà d'un certain diamètre, ici 2.14m, on ne trouve pas d'hélice remplissant les impositions du cahier des charges en termes de poussée et vitesse d'eau. A titre d'illustration, la figure 3.2.7.A décrit l'évolution du rendement optimal et de la masse de l'hélice en fonction de son diamètre.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique présentant le rotor le plus léger possible est recherchée. Les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues : $L, p, e_a, p_{enc}, k_{dent}, \beta, k_r, e, e_{cul}$. Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pôle/phase. Les paramètres géométriques considérés secondaires sont fixées comme au paragraphe 3.2.6.1. Par ailleurs, les principales contraintes sont fixées comme suit

Tableau 3.2.7.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax} = 6 \text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI} = 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4 \text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{mecc(min)} = 0.021 \text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_z} = 0.60$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_r} = 0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent} = 5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a = 0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)} = 200 \text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax} = 150 \text{ °C}$

A cette liste, nous ajoutons la contrainte d'un rendement de la machine optimale $\eta_{elec(masse\ mini)}$ tel que

$$\eta_{elec(masse\ mini)} \times \eta_{hydro(masse\ mini)} \geq 0.9 \times (\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max}$$

où $(\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max} = 0.6102 \times 0.9931$ est le rendement global maximum trouvé dans l'étude d'optimisation du rendement global du paragraphe 3.2.6.1.2.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, du point de vue de la masse EM active, sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 98.6\%$ et la masse du rotor est de 1285kg

Tableau 3.2.7.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 1.10 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 22$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.018 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.088 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.031 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.013 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.50$
Proportion des aimants	$\beta = 0.65$

La géométrie de cette machine est très éloignée de celle issue de l'optimisation du rendement global – décrite au paragraphe 3.2.6.1.1 – pour laquelle la masse du rotor était estimée à 8995 kg. La figure 3.2.7.B permet d'apprécier les différences de proportion entre les deux machines. Notons que les hélices sont très différentes mais que leurs ratios Couple/Diamètre, sont très similaires.

$$Q / D_{hel} = 303 \text{ kN.m} / 2.14 \text{ m} = 142 \text{ kN}$$

pour une hélice optimisée en masse avec une contrainte sur son rendement

$$Q / D_{hel} = 443 \text{ kN.m} / 3.05 \text{ m} = 145 \text{ kN}$$

pour une hélice optimisée en rendement

La différence entre les deux machines électriques réside essentiellement au niveau des densités de courant et des températures qui, dans ce paragraphe, sont plus élevées. La température estimée dans les conducteurs est ainsi d'environ 150°C. On comprend ici tout l'intérêt de la présence d'eau autour de la machine qui, nous l'avons vu, contribue de façon non négligeable au refroidissement des machines RD. Le tableau ci-dessous donne un résumé des conditions de fonctionnement de cette machine qui apparaît largement plus réaliste que la première bien que de rendement légèrement inférieur.

Tableau 3.2.7.D : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale

Densité linéique de courant	$A_L = 130.7 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 4.95 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.36 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 109 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 21kW
Pertes Fer	$P_{Fe} = 130 \text{ kW}$ dont culasses : 29kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 150^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$

Sur cet exemple les masses de l'hélice et du rotor électrique sont différentes puisque $M_{elec}/M_{hel} \approx 7$. Sur l'exemple du paragraphe 3.2.6.1.1, ce rapport était plus élevé. Il apparaît donc que c'est l'optimisation de la partie électrique qui permet en premier lieu une amélioration de la masse des parties tournantes.

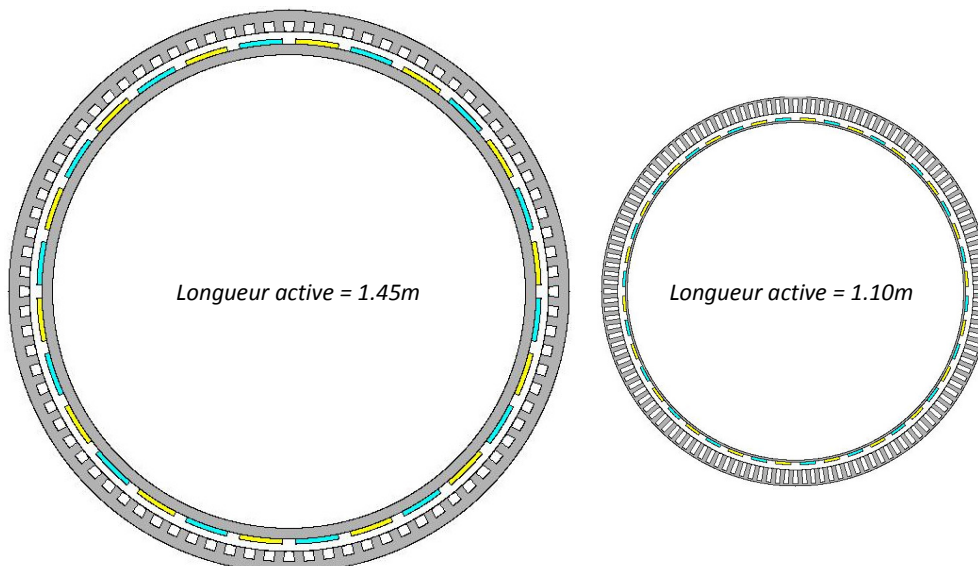


Figure 3.2.7.B : Vues 2D des machines électriques obtenues par optimisation du rendement global (§ 3.2.6.1.2) et par optimisation de la masse des parties tournantes sous contrainte de rendement.

3.2.7.1.2 Optimisation couplée

Dans la même logique qu'au § 3.2.6.1.2, nous recherchons sous une approche couplée l'ensemble hélice / machine avec la masse tournante la plus légère possible. Les variables d'optimisation sont la vitesse de rotation, le diamètre d'hélice et l'ensemble des paramètres EM. On impose par ailleurs un rendement global minimum égal à 90% du rendement global maximal obtenu au paragraphe 3.2.6.1, à savoir 90% de (0.6102×0.9931) .

➤ Hélice optimale

Les caractéristiques de l'hélice optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites ci-dessous.

Tableau 3.2.7.E : Hélice optimale obtenue par une approche couplée

Vitesse de rotation	$N = 499 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2.29 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.3443$
Couple de l'hélice	$Q = 308.1 \text{ kNm}$

Masse de l'hélice	229 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro} = 0.5806$
Puissance à l'arbre	$P = 16100 \text{ kW}$

L'hélice trouvée par l'approche couplée est environ 20% plus lourde que celle trouvée par l'approche séquentielle. Ce résultat confirme l'idée que la seule maîtrise du modèle hydrodynamique d'hélice ne permet pas de déterminer l'hélice optimale du point de vue du système hélice / machine. Notons que, conformément à la figure 3.2.7.A, le rendement hydrodynamique est amélioré d'environ 5%.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 98.5\%$ et la masse du rotor est de 1139kg.

Tableau 3.2.7.F : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 1.08 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 24$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.016 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.098 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.031 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.011 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.50$
Proportion des aimants	$\beta = 0.60$

La machine obtenue par approche couplée est environ 10% plus légère que celle obtenue par approche séquentielle. On constate notamment les réductions d'environ 15% du volume des aimants et de l'épaisseur de culasse. Le rendement EM reste lui pratiquement inchangé. Le tableau ci-dessous donne un résumé des conditions de fonctionnement de cette machine.

Tableau 3.2.7.G : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale

Densité linéique de courant	$A_l = 136.7 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 4.64 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.32 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_j = 111 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 21kW
Pertes Fer	$P_{Fer} = 140 \text{ kW}$ dont culasses : 26kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 150^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$

3.2.7.1.3 Analyse des résultats

Les résultats mis en évidence par l'approche couplée sont intéressants. La vitesse a en effet été réduite d'environ 6.5% et le diamètre augmenté d'environ 7% par rapport aux résultats obtenus avec une approche séquentielle. La masse des parties tournantes, initialement de 1472kg, passe alors à 1368kg, ce qui correspond à un gain massique d'environ 7%.

Comme le montre la figure 3.2.7.A, une augmentation du diamètre d'hélice permet l'amélioration du rendement d'hélice, c'est-à-dire une réduction du produit [Couple à l'arbre x Vitesse de rotation] pour une poussée et une vitesse d'eau données. De manière plus précise, la figure 3.2.7.C représente l'évolution du Couple à l'arbre – lorsqu'une solution existe – en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation sur une zone englobant les solutions obtenues par les approches séquentielle et couplée. On constate qu'une large zone permet de fonctionner à couple réduit : ainsi, pour un couple réduit donné, la solution optimale sera celle présentant le diamètre le plus élevé afin de minimiser le volume des matériaux actifs. Ce dernier point est brièvement démontré au paragraphe 1.1.1.4 où on rappelle que, pour une épaisseur active donnée, le volume des parties actives suit approximativement une loi en $1/D$, où $D \approx D_{hel}$ dans le cas des propulseurs RD.

Par ailleurs, nous avons constaté au paragraphe 3.2.6 que, parmi les solutions pertinentes d'hélice, l'augmentation du diamètre s'accompagne d'une réduction de la vitesse de rotation. Cet aspect est intéressant car il est alors possible d'augmenter le nombre de pôles de la machine tout en respectant la limite supérieure

imposée sur la fréquence électrique. Les épaisseurs de culasse peuvent alors être réduites dans la mesure où la limite supérieure imposée sur l'induction moyenne des culasses, au rotor comme au stator, est respectée. Cette réduction d'épaisseur de culasse améliore par ailleurs les transferts thermiques et, de fait, permet une augmentation des densités de courant ainsi qu'une réduction du volume des aimants.

Une approche couplée du problème semble donc ici pertinente. Elle apporte une compréhension simultanée de problématiques d'hydrodynamique et d'électromagnétisme qui influent sur le choix de la solution optimale. Elle met ainsi en évidence une solution qu'il serait difficile de déduire d'une approche purement séquentielle.

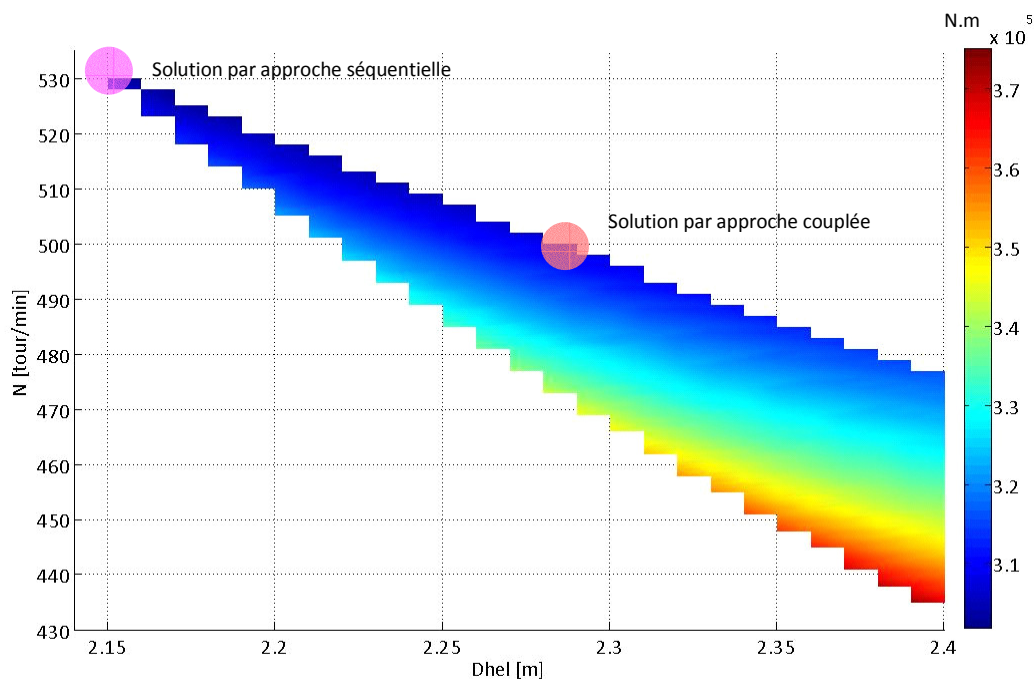


Figure 3.2.7.C : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice. Poussée et vitesse d'eau sont ici des données d'entrée.

3.2.7.2 Cas d'une technologie POD

3.2.7.2.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

En négligeant les effets de la nacelle sur ses performances, l'hélice optimale, c'est-à-dire la plus légère tout en respectant les impositions du cahier des charges et présentant un rendement hydrodynamique supérieur à 90% du rendement théorique maximal, reste la même que celle présentée au paragraphe 3.2.7.1.1.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés, la machine électrique optimale – de meilleur rendement EM – située cette fois-ci dans la nacelle du POD est recherchée. Quelques paramètres géométriques considérés secondaires sont fixés comme au paragraphe 3.2.7.1. Par ailleurs, les principales contraintes sont fixées comme suit :

Tableau 3.2.7.H : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax} = 6 \text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI} = 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)} = 1.4 \text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)} = 0.010 \text{ m}$
Ratio max. longueur de machine / diamètre hélice	$k_{l1} = 1.00$
Ratio max. diamètre extérieur / diamètre hélice	$k_{pext} = 0.50$
Ratio min. diamètre intérieur / diamètre hélice	$k_{pint} = 0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent} = 5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a = 0.7$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)} = 200 \text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax} = 150 \text{ °C}$

A cette liste, nous ajoutons la contrainte d'un rendement de la machine optimale $\eta_{elec}(masse\ mini)$ tel que

$$\eta_{elec}(masse\ mini) \times \eta_{hydro}(masse\ mini) \geq 0.9 \times (\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max}$$

où $(\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max} = 0.6102 \times 0.991$ est le rendement global maximum trouvé dans l'étude d'optimisation du rendement global du paragraphe 3.2.6.2.2.

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

Aucune machine électrique ne permet de remplir le cahier des charges fixé par l'hélice tout en respectant les contraintes imposées au modèle EM : température, saturation, etc. Les températures théoriques sont ainsi systématiquement supérieures à la limite haute de 150°C étant donné le faible volume alloué à la machine – le diamètre de l'hélice est ici particulièrement faible – pour un couple qui n'en reste pas moins élevé.

On comprend la nécessité d'une approche couplée dans le cas d'une structure POD. Une conception optimale de l'hélice sans la prise en compte des spécificités de la machine électrique peut – dans le cadre d'une optimisation de la masse des parties tournantes – s'avérer incompatible avec un design électrique réaliste.

➤ Ajout d'une contrainte supplémentaire

Une contrainte sur les dimensions de l'hélice est ainsi ajoutée au modèle hydrodynamique, de sorte que les hélices trop petites soient évitées

$$D_{hel} > D_{hel}(min)$$

Cette limite n'est pas intuitive et le plus simple pour la déterminer consiste à augmenter progressivement le diamètre jusqu'à ce que le modèle EM trouve une solution respectant l'ensemble des contraintes imposées.

Les caractéristiques de la nouvelle hélice optimale – que nous appellerons hélice optimale n°2 – sont données dans le tableau ci-dessous. On notera que l'hélice a pratiquement doublé de volume.

Tableau 3.2.7.I : Hélice optimale n°2 permettant l'obtention d'une solution EM réaliste

Vitesse de rotation	$N = 416 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2.65 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.2485$
Couple de l'hélice	$Q = 355.06 \text{ kNm}$
Masse de l'hélice	354 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro}(masse\ mini)=0.6043$
Puissance à l'arbre	$P = 15460 \text{ kW}$

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale du point de vue du rendement global sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 98.1\%$ pour une masse tournante de 2238 kg.

Tableau 3.2.7.J : Machine électrique optimale associée à l'hélice n°2

Longueur active	$L = 2.58 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 22$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.029 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.068 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.013 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.014 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.80$
Densité linéique de courant	$A_L = 133.3 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 7.2 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.73 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 161 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 8kW
Pertes Fer	$P_{Fe} = 142 \text{ kW}$ dont culasses : 26kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 150^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$

Comme pour la structure RD étudiée au paragraphe 3.2.7.1.1, la machine électrique trouvée ici est très éloignée des machines évoquées dans le cadre de l'optimisation du rendement global du paragraphe 3.2.6.2. Encore une fois, la marge de progression la plus forte se situe plus au niveau de la machine que de l'hélice.

3.2.7.2.2 Optimisation couplée

A nouveau, nous recherchons sous une approche couplée l'ensemble hélice / machine présentant la masse tournante la plus légère possible. Nous imposons dans cette approche couplée un rendement global minimum égal à 90% du rendement global maximal obtenu au paragraphe 3.2.6.2, à savoir 90% de (0.6102×0.9903) .

➤ Hélice optimale

Les caractéristiques de l'hélice optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites dans le tableau ci-dessous.

Tableau 3.2.7.K : Hélice optimale obtenue par une approche couplée

Vitesse de rotation	$N = 400 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 2.85 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.1407$
Couple de l'hélice	$Q = 370.9 \text{ kNm}$

Masse de l'hélice	441 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro} = 0.6016$
Puissance à l'arbre	$P = 15540 \text{ kW}$

L'hélice obtenue par une approche couplée est environ 25% plus lourde que celle trouvée par l'approche séquentielle. Ce résultat confirme l'idée que la seule maîtrise du modèle hydrodynamique d'hélice ne permet pas de déterminer l'hélice optimale du point de vue du système hélice / machine. Le rendement hydrodynamique reste du même ordre de grandeur : conformément à la figure 3.2.7.A, on se situe en effet dans une zone en palier où le rendement hydrodynamique est potentiellement bon sur une large plage de valeurs de diamètre d'hélice.

La figure 3.2.7.D permet de visualiser, sur un espace *Diamètre-Vitesse de rotation-Couple à l'arbre*, l'emplacement de chacune des hélices étudiées dans ce graphique

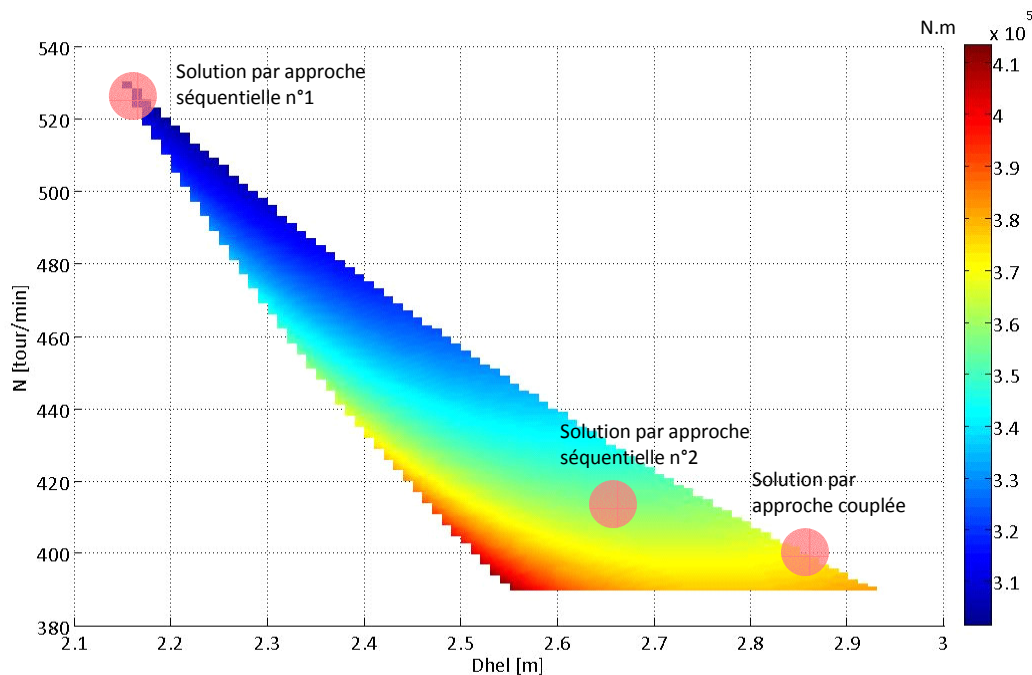


Figure 3.2.7.D : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice. Poussée et vitesse d'eau sont ici des données d'entrée.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 97.9\%$ et la masse de son rotor à 1846kg.

Tableau 3.2.7.L : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 2.75 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 20$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.019 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.080 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.014 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.012 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.65$

Bien que plus longue, la machine obtenue par approche couplée est environ 17% plus légère que celle obtenue par approche séquentielle. On constate notamment une réduction d'environ 39% du volume des aimants. Le rendement EM est légèrement dégradé, passant de 98.1 à 97.9%. Le tableau ci-dessous donne un résumé des conditions de fonctionnement

Tableau 3.2.7.M : Conditions de fonctionnement de la machine électrique optimale

Densité linéique de courant	$A_L = 142.4 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 6.6 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.58 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 179 \text{ kW}$ dont têtes de bobine : 10kW
Pertes Fer	$P_{Fe} = 149 \text{ kW}$ dont culasses : 21kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 150^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$

3.2.7.2.3 Analyse des résultats

Comme pour la technologie RD, les résultats trouvés par l'approche couplée sont intéressants puisque la vitesse a été réduite de 4.0% et le diamètre augmenté de 7.5% par rapport aux résultats obtenus par l'approche séquentielle. La masse des parties tournantes par l'approche séquentielle est de 2593kg, alors qu'elle n'est plus que de 2287kg par l'approche couplée, ce qui représente un gain massique de 12%.

De manière encore plus prononcée que dans l'exemple du propulseur RD, nous notons un net bénéfice à coupler les modèles hydrodynamique et électromagnétique dans le cadre de l'optimisation de la masse des parties tournantes du POD.

L'hélice de plus petit diamètre reste toujours la plus légère. Ca n'est pas du tout le cas de la machine électrique qui, pour de faibles diamètres d'hélice, est soumise à des contraintes d'encombrement très sévères, ce qui se traduit par des densités de courant et des températures élevées. Les contraintes en saturation et température ne peuvent être respectées pour des diamètres trop faibles. Il faut alors augmenter le diamètre d'hélice pour, d'une part, respecter ces contraintes et, d'autre part, atteindre des ratios Couple/Diamètre pertinents de sorte que le volume de la machine soit optimal. A l'opposé, une hélice trop grande impose des couples rapidement trop élevés : **l'hélice optimale ne sera donc ni trop grande, ni trop petite.**

3.2.7.3 Comparaison des technologies RD / POD

Le tableau ci-dessous est un résumé des résultats du paragraphe 3.2.7 :

Tableau 3.2.7.N : Comparaison des résultats d'optimisation des masses tournantes obtenus pour des structures RD et POD

	RD		POD	
Optimisation séquentielle	$M_{rotor} = 1472 \text{ kg}$	$\eta_{elec+hydro} = 54.4\%$	$M_{rotor} = 2593 \text{ kg}$	$\eta_{elec+hydro} = 59.3\%$
Optimisation couplée	$M_{rotor} = 1368 \text{ kg}$	$\eta_{elec+hydro} = 57.2\%$	$M_{rotor} = 2287 \text{ kg}$	$\eta_{elec+hydro} = 58.9\%$
Gain en masse	7%		12%	

De ces résultats, on retiendra en particulier les deux conclusions suivantes :

→ Une technologie RD de forte puissance permet un gain en masse conséquent sur les parties tournantes par rapport à une technologie POD. Sur l'exemple étudié, il est estimé à environ 40%. Notons que ce type de résultat a déjà été mis en évidence dans des références traitant de l'intérêt de propulseurs RD de forte puissance [Lea01], [Bla01].

→ Le couplage des modèles hydrodynamique et électromagnétique se révèle pertinent pour les deux structures. Il l'est particulièrement pour les structures POD du fait de fortes contraintes d'encombrement, déjà mises en évidence au paragraphe 3.2.5 dans le cadre d'une optimisation du rendement.

Au paragraphe suivant, nous nous attachons à comprendre dans quelle mesure de telles conclusions peuvent s'appliquer à des propulseurs de plus petite puissance.

3.2.8 Propulseur à entrefer non immergé de petite puissance : optimisation de la masse tournante par une approche séquentielle puis couplée

Afin de comprendre de quelle façon évoluent les conclusions du paragraphe 3.2.7 lorsque les puissances deviennent plus modestes, on propose de réitérer l'exercice d'optimisation des masses tournantes pour le cahier des charges du chalutier décrit au paragraphe 3.2.1.3. On impose ici un rendement global $\eta_{\text{hydro}} \times \eta_{\text{EM}}$ minimum à respecter égal à 90% du rendement global maximum estimé à 0.6102×0.98 .

3.2.8.1 Cas d'une technologie RD

3.2.8.1.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice optimale, c'est-à-dire la plus légère possible, répondant aux contraintes du cahier des charges du paragraphe 3.2.1.3 et présentant un rendement hydrodynamique supérieur à 90% du rendement théorique maximal – estimé à 0.6102 – sont décrites ci-dessous

Tableau 3.2.8.A : Hélice optimale obtenue par une approche séquentielle

Vitesse de rotation	$N = 599 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{\text{hel}} = 0.97 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.1855$
Couple de l'hélice	$Q = 4811 \text{ Nm}$
Masse de l'hélice	17.4 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{\text{hydro}}(\text{masse mini}) = 0.55$
Puissance à l'arbre	$P = 302 \text{ kW}$

On notera que des hélices de diamètre inférieur ont un rendement inférieur à la limite minimale imposée, et ce quelle que soit la vitesse de rotation. La figure 3.2.8.A ci-dessous décrit l'évolution du rendement optimal et de la masse de l'hélice en fonction de son diamètre.

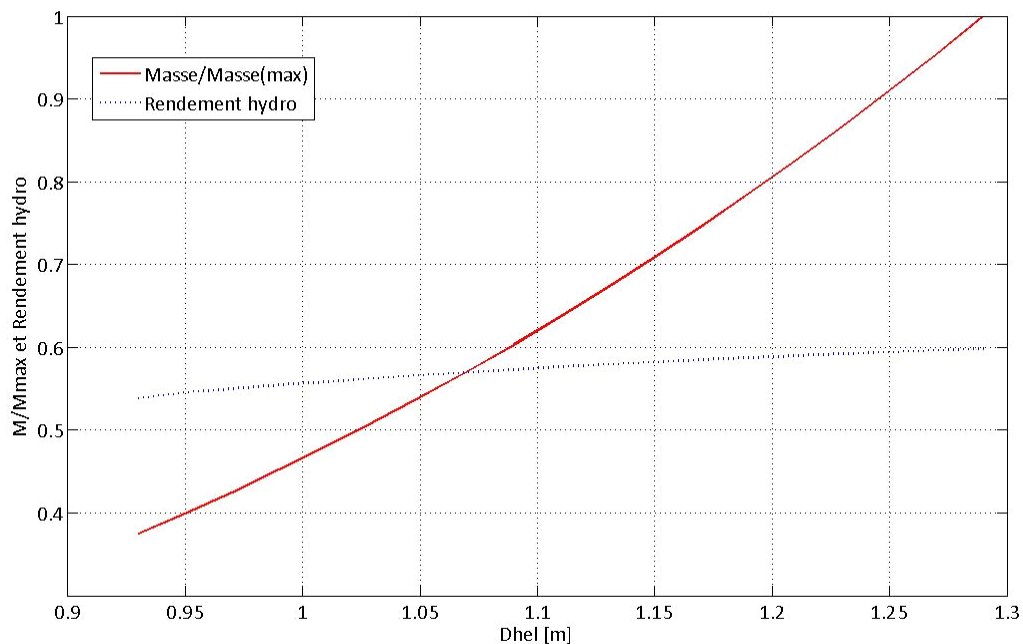


Figure 3.2.8.A : Rendement hydrodynamique optimal et de la masse (adimensionnée) en fonction du diamètre d'hélice

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique la plus légère possible est recherchée. Les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues : L , p , e_a , p_{enc} , k_{dent} , β , k_r , e , e_{cul} . Le bobinage est diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pôle/phase. L'ensemble des contraintes imposées au modèle de machine est détaillé ci-dessous.

Tableau 3.2.8.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Epaisseur de la jante (interface hélice/ culasse)	$e_c=0.010\text{ m}$
Epaisseur des becs	$e_{bec}=0.003\text{ m}$
Longueur axiale des têtes de bobine	$L_{droit}=0.005\text{ m}$
Proportion d'ouverture des becs	$p_{ouv}=0.50$
Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax}=1\text{ kV}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MU}=2\text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}=1.4\text{ T}$
Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)}=0.010\text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_z}=0.60$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_r}=0.10$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)}=0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)}=200\text{ Hz}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=150\text{ °C}$

A cette liste, nous ajoutons la contrainte d'un rendement électrique minimal tel que

$$\eta_{elec}(masse\ mini) \times \eta_{hydro}(masse\ mini) \geq 0.9 \times (\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max}$$

où $(\eta_{hydro} \times \eta_{elec})_{max} = 0.6102 \times 0.98$ est le rendement maximum estimé.

Note : par souci de simplification et étant donné les effets secondaires attendus sur cet exemple, le couple de détente et les effets d'extrémité ne sont pas considérés pour ces calculs.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 94.6\%$ et sa masse totale à 31.4kg, dont 21.3kg de parties actives, le reste étant constitué de la jante faisant l'interface entre la culasse ferromagnétique et l'hélice.

Tableau 3.2.8.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 0.10\text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 20$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010\text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.042\text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.010\text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.006\text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.50$
Proportion des aimants	$\beta = 0.40$
Densité linéique de courant	$A_L = 115.7\text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 9.2\text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.35\text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 14.3\text{ kW}$ dont têtes de bobine : 8kW
Pertes Fer	$P_{Fer} = 4.2\text{ kW}$ dont culasses : 0.5kW
Température maximale du Cuivre	$T_c = 142\text{ °C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30\text{ °C}$

La machine électrique présente des densités de courant et des températures maximales élevées. La longueur axiale est de fait particulièrement courte et les contraintes d'encombrement axial imposées par la tuyère ne sont en réalité pas dimensionnantes, contrairement aux machines de forte puissance. A titre d'illustration, le ratio Couple / Diamètre d'hélice est de 5 kN sur cet exemple contre 142 kN sur l'exemple du propulseur de forte puissance du précédent paragraphe.

Notons également que le ratio entrefer magnétique / longueur active est ici égal à $\tau_e \approx 0.20$. Ainsi, d'après les travaux présentés au paragraphe 2.3.5.2, il est encore possible de négliger les effets d'extrémité dans la machine. Cependant, pour des machines plus courtes – de l'ordre de quelques centimètres – une telle hypothèse pourrait rapidement devenir inacceptable.

3.2.8.1.2 Optimisation couplée

Nous imposons dans cette approche couplée un rendement global minimum égal à 90% du rendement global maximal, à savoir 90% de (0.6102×0.98) .

➤ Hélice optimale

Les caractéristiques de l'hélice optimale, du point de vue de la masse tournante totale, sont décrites dans le tableau ci-dessous. Il s'agit en fait d'une hélice quasi identique à celle trouvée par l'approche séquentielle.

Tableau 3.2.8.D : Hélice optimale obtenue par une approche couplée

Vitesse de rotation	$N = 600 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 0.97 \text{ m}$
Pas réduit	$P/D = 1.1830$
Couple de l'hélice	$Q = 4804 \text{ kNm}$
Masse de l'hélice	17.4 kg
Rendement hydrodynamique	$\eta_{hydro} = 0.55$
Puissance à l'arbre	$P = 302 \text{ kW}$

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine électrique optimale sont également quasi identiques à celles de la machine obtenue par une approche séquentielle. Nous ne détaillons pas ici ses caractéristiques.

3.2.8.1.3 Analyse des résultats

A la différence du propulseur de forte puissance, les écarts entre les systèmes optimaux obtenus par des approches séquentielle et couplée sont ici très réduits. On retiendra dans cet exemple que l'hélice la plus petite permet d'obtenir les meilleurs résultats en termes de masse tournante. Ce résultat, évident du seul point de vue de l'hydrodynamique, est également vrai sous une approche couplée où le rapport [Couple à l'arbre / Diamètre d'hélice] est favorable à l'utilisation d'une machine électrique peu volumineuse.

A cela s'ajoute le fait que les masses de l'hélice (17.4kg) et des parties actives de la machine électrique (21.3kg) sont dans des proportions équivalentes. Ainsi, contrairement aux propulseurs de forte puissance étudiés au précédent paragraphe où la masse de la machine électrique est largement prépondérante, c'est l'hélice qui tend ici à imposer le point optimal.

On retiendra que plus la puissance propulsive est élevée et plus la masse des machines électriques tend à être prépondérante face à celle de l'hélice. Ainsi, la technologie RD de petite puissance, par ailleurs peu contrainte sur ses dimensions, tend naturellement à améliorer sa masse globale pour des diamètres d'hélice les plus faibles possible. Ce n'est pas le cas de propulseurs de forte puissance pour lesquels une modélisation couplée est nécessaire.

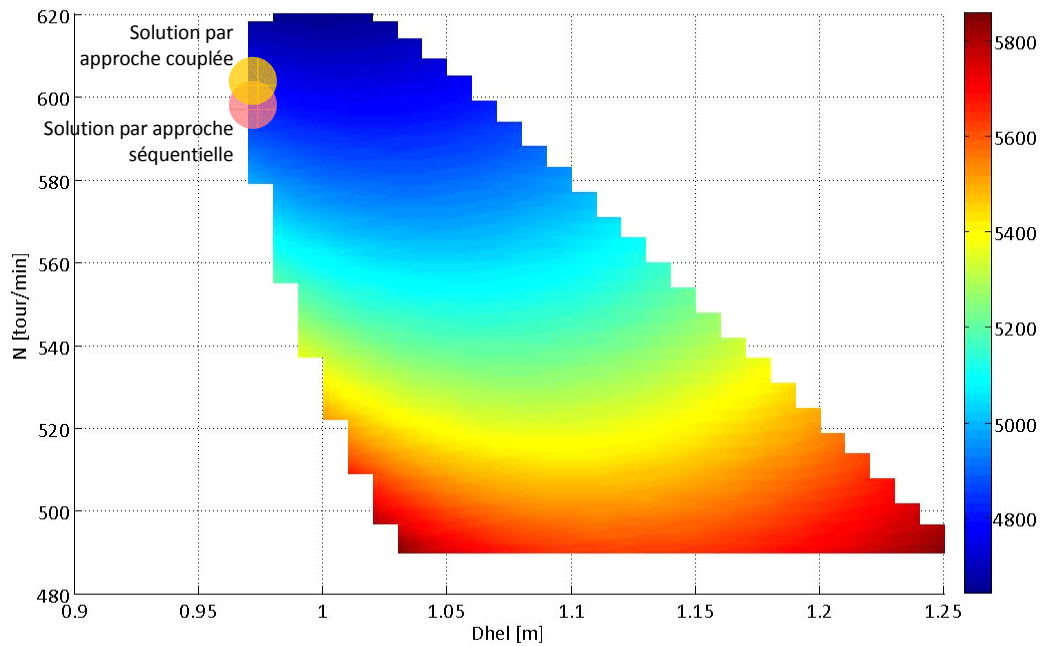


Figure 3.2.8.B : Evolution du couple à l'arbre (N.m) en fonction du diamètre et de la vitesse de rotation d'hélice. Poussée et vitesse d'eau sont ici des données d'entrée.

3.2.8.2 Cas d'une technologie POD

Par souci de lisibilité, les résultats concernant le propulseur POD de petite puissance ne sont pas détaillés. On retiendra que les résultats sont plus nuancés que dans le cas de la structure RD car la masse de la machine électrique est cette fois-ci prépondérante par rapport à celle de l'hélice.

L'hélice optimale obtenue par une approche séquentielle est logiquement identique à celle obtenue au paragraphe 3.2.8.1.1 si on fait abstraction des effets de la nacelle sur les performances de l'hélice. La machine électrique optimale associée présente une masse de rotor de 105kg pour un rendement théorique de 96.74%.

Les résultats trouvés par l'approche couplée sont intéressants car la vitesse de rotation est alors réduite de 16% et le diamètre d'hélice augmenté de 10% par rapport aux résultats obtenus par l'approche séquentielle. La masse des parties tournantes est ramenée à 63kg contre 122kg par l'approche séquentielle, ce qui représente un gain massique de 49%.

Comme pour les fortes puissances, le bénéfice d'un couplage des modèles est d'autant plus marqué qu'il s'agit d'une technologie POD. Une hélice trop petite, bien que de taille réduite et performante du point de vue de l'hydrodynamique, impose une combinaison [Couple à l'arbre, Vitesse de rotation, Diamètre] qui n'est pas nécessairement idéale pour la partie électrique.

3.2.9 Propulseur RD à entrefer immergé de forte puissance : optimisation du rendement.

On reprend pour cet exemple le cahier des charges du paragraphe 3.2.1.1 concernant un navire de croisière. A la différence du paragraphe 3.2.6, on remplace l'air dans l'entrefer par de l'eau : la technologie est ainsi largement simplifiée puisque les joints d'étanchéité sont supprimés. Les effets visqueux et thermique de l'eau dans l'entrefer sont, de fait, pris en compte dans le modèle de la machine électrique. On y impose le couplage de trois sous-ensembles de nature distincte et logiquement indissociables :

- Le modèle électromagnétique de la machine
- Le modèle hydrodynamique des effets liés aux frottements visqueux dans l'entrefer
- Le modèle thermique de la dissipation de chaleur par l'entrefer immergé

3.2.9.1 Optimisation séquentielle hélice / machine - modélisation « optimiste » des effets visqueux

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice présentant le meilleur rendement hydrodynamique et répondant au cahier des charges du paragraphe 3.2.1.1 sont logiquement identiques à celles trouvées au paragraphe 3.2.6.1.1, à savoir

Tableau 3.2.9.A : Hélice optimale présentant le meilleur rendement hydrodynamique

Vitesse de rotation	$N = 330 \text{ tour/min}$
Diamètre d'hélice	$D_{hel} = 3.05 \text{ m}$
Pas géométrique réduit	$P/D = 1.2705$
Couple de l'hélice	$Q = 443.2 \text{ kNm}$
Rendement hydrodynamique	0.6102
Puissance à l'arbre	$P = 15310 \text{ kW}$

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique de meilleur rendement est recherchée. Le bobinage est diamétral à 1 encoche/pôle/phase. Les paramètres géométriques secondaires ainsi que les contraintes sont fixés comme au paragraphe 3.2.6.1.1.

A nouveau, par souci de simplification et étant donné les effets secondaires attendus sur cet exemple, le couple de détente et les effets d'extrémité 3D ne sont pas considérés pour ces calculs.

Les effets visqueux dans l'entrefer sont modélisés à partir du modèle « optimiste » basé sur l'étude des écoulements turbulents de Taylor à hauts Reynolds par Wendt et décrit au paragraphe 2.2.8.

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine obtenue par la procédure d'optimisation est décrite dans le tableau ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 98.2\%$ contre 99.3% pour la machine à entrefer non immergé du § 3.2.6.1.1.

Tableau 3.2.9.B : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 0.38 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 23$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.061 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.097 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.031 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.046 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.88$

Densité linéique de courant	$A_L = 121.7 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 4.64 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.78 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 76.6 \text{ kW}$
Pertes Fer	$P_{\text{Fer}} = 85.5 \text{ kW}$
Température maximale du Cuivre	$T_c = 130^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{\text{eau}} = 30^\circ\text{C}$

Note : le couple de détente et le coefficient d'effets d'extrémités sont évalués à $C_{d1} = 4 \text{ kN.m}$ et $k_{3D} = 0.95$. Il est donc réaliste de négliger de tels phénomènes à ce stade de l'étude, bien que la valeur du couple de détente trouvée ici amène à penser qu'une combinaison (N_s , N_p) plus judicieuse soit envisageable, voir un autre type de bobinage.

A ces résultats, nous ajoutons également les paramètres spécifiques à l'étude hydrodynamique dans l'entrefer

Tableau 3.2.9.C : Paramètres caractéristiques des phénomènes hydrodynamiques d'entrefer

Nombre de Reynolds	$Re_e = 2.2 \cdot 10^6$
Ratio des rayons Intérieur / Extérieur	$\eta_r = 0.98$
Facteur de forme Longueur / Entrefer	$\Gamma = 12$

Rappelons que les conditions d'essais du modèle de Wendt correspondent à un nombre de Reynolds compris entre 10^4 et 10^5 , un ratio η_r compris entre 0.68 et 0.935 et un facteur de forme $\Gamma = L/e_{\text{meca}}$ compris entre 8.5 et 42. En fait, seule la troisième condition est ici respectée.

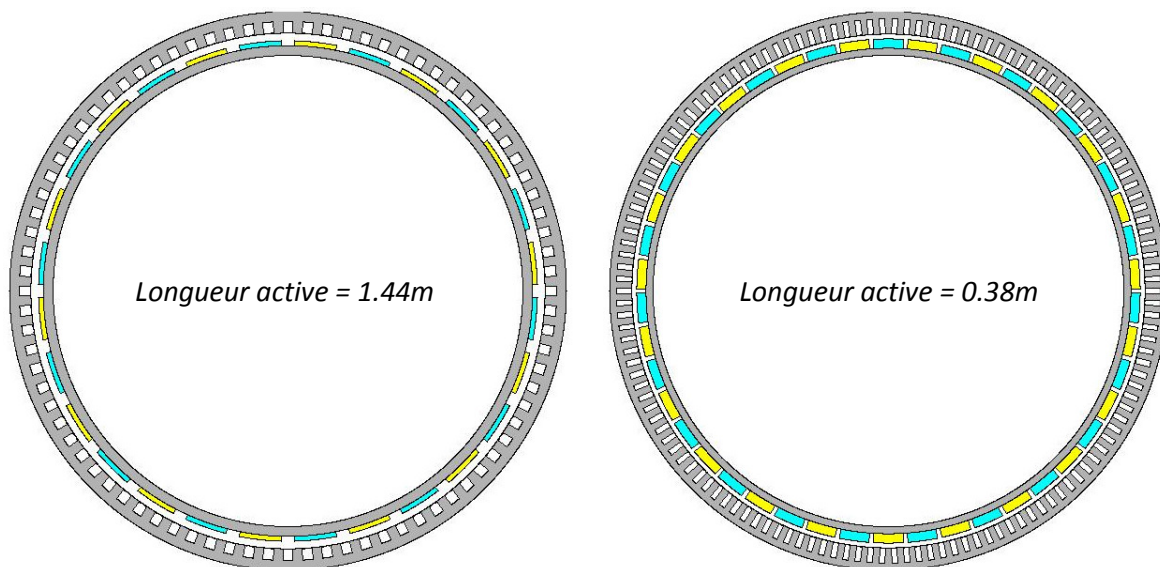


Figure 3.2.9.A : Vues 2D des machines électriques obtenues par optimisation du rendement global
A gauche, la machine est à entrefer non immergé (§ 3.2.6.1.1), à droite, à entrefer immergé.

La machine électrique est très différente de celle à entrefer immergé décrite au paragraphe 3.2.6.1.1. Du fait d'une réduction conséquente de sa longueur axiale – elle est environ 4 fois moins longue – les niveaux d'induction, de densité de courant et de température sont plus élevés. Les aimants sont ainsi épais et l'entrefer réduit à son minimum, à savoir la limite basse fixée ici à $10^\circ/\circ$ du diamètre d'hélice. A titre de comparaison, nous représentons sur la figure 3.2.9.A une vue 2D des machines optimales à entrefer non immergé et immergé.

➤ Analyse des effets du modèle de couple visqueux

Un moyen pertinent de réduire les effets du couple visqueux est de diminuer la longueur axiale L de la machine. En effet, d'après la relation 44.22 nous savons que les pertes visqueuses évoluent – en première approximation et en supposant que seul L varie – linéairement avec la longueur axiale.

En contrepartie, d'après la relation (1.23), le produit [Densité de courant x Induction d'entrefer] = $[A_L \times B_{Rr1}]$ évolue inverse proportionnellement à la longueur L . Or, d'après les expressions (2.23), (3.23) et (6.23), les pertes

Joule évoluent en $L.A_L^2$ et les pertes Fer en $L.B_{Rr1}^{2.2}$ et $L.A_L^{2.2}$. Ainsi, au fur et à mesure que la longueur diminue – on suppose dans ce raisonnement que seul L varie – les pertes Joule et Fer augmentent progressivement.

On déduit de ces raisonnements que, dans la mesure où les pertes visqueuses sont du même ordre de grandeur que les pertes électromagnétiques, un compromis doit être recherché entre ces deux effets antagonistes.

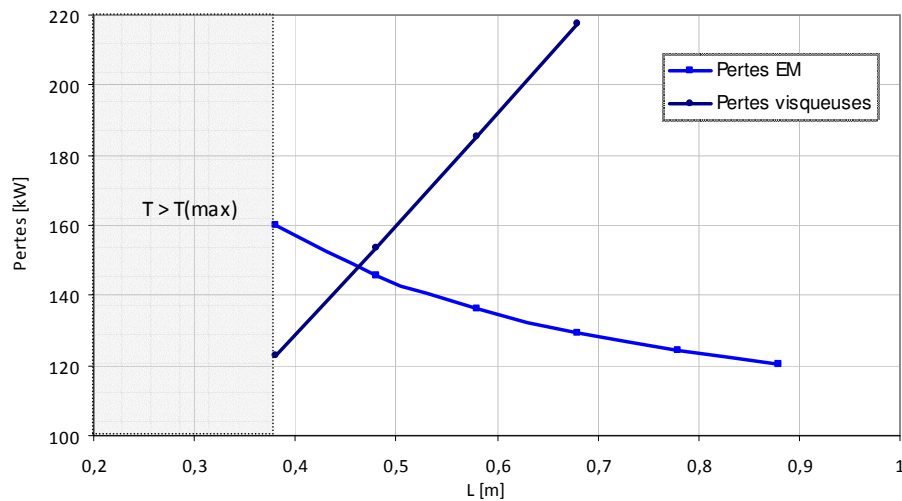


Figure 3.2.9.B : Evolution des pertes EM (kW) et visqueuses d'entrefer (kW) en fonction de la longueur active L (m)

A titre d'illustration, la figure 3.2.9.B permet de visualiser les effets de la longueur axiale L sur le niveau des pertes visqueuse et électromagnétiques. Pour cela, le diamètre et la vitesse de rotation d'hélice sont figés. Pour chaque longueur, les dimensions de la machine électrique sont ajustées afin d'obtenir un niveau des pertes minimum. On constate que les pertes EM et celles liées aux frottements visqueux sont du même ordre de grandeur et, les pentes des courbes étant opposées, il existe un point pour lequel la somme des pertes est minimale. En réalité, ce point n'est pas strictement atteint du fait de la limitation en température fixée ici à 130°C. Une limite plus élevée – de l'ordre de 150°C – permettrait de l'atteindre.

Les résultats obtenus sur cet exemple de propulseur RD à entrefer immergé et de forte puissance montrent qu'il est indispensable de prendre en compte la viscosité de l'eau dans l'entrefer dans le cadre d'une optimisation du rendement global. Les pertes visqueuses et électromagnétiques sont en effet de niveaux équivalents mais ont des effets antagonistes sur les performances du système : un équilibre entre pertes visqueuses et électromagnétiques doit ainsi être trouvé.

➤ Analyse des effets d'une circulation d'eau dans l'entrefer

Nous avons pressenti l'intérêt d'une circulation d'eau sur les performances thermiques d'une machine RD au paragraphe 2.3. Afin de confirmer ce point sur cet exemple, l'eau dans l'entrefer de la machine optimale est remplacée par de l'air. Nous constatons alors que la température théorique des conducteurs peut atteindre environ 200°C, valeur à comparer aux 130°C estimés pour un entrefer immergé.

On comprend donc que l'eau dans l'entrefer engendre en réalité deux effets contradictoires :

- D'une part, des frottements visqueux qui génèrent des pertes supplémentaires, proportionnelles à la longueur axiale de la machine. La minimisation de ces pertes sera faite grâce à un raccourcissement de la machine, entraînant alors une élévation des températures des conducteurs.
- D'autre part, des effets convectifs dans l'entrefer qui sont bénéfiques à une meilleure dissipation des pertes et au refroidissement de la machine.

Une modélisation thermique des effets convectifs de l'eau dans l'entrefer est donc importante car complémentaire à la modélisation des frottements visqueux. Elle permet ainsi la prise en compte de nouvelles solutions qui, en théorie, ne sont valables qu'avec un entrefer immergé.

3.2.9.2 Optimisation séquentielle hélice / machine - modélisation « pessimiste » des effets visqueux

Nous l'avons vu au paragraphe 2.4, deux modèles sont envisageables pour la modélisation des frottements visqueux d'entrefer. Le paragraphe 3.2.9.1 utilisait un premier modèle dit « optimiste » basé sur l'étude des écoulements turbulents de Taylor à hauts Reynolds par Wendt. Dans ce second paragraphe, un calcul dit « pessimiste » et basé sur la théorie de l'écoulement turbulent établi entre deux plans parallèles est utilisé.

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice présentant le meilleur rendement hydrodynamique et répondant au cahier des charges du paragraphe 3.2.1.1 restent identiques à celles du paragraphe 3.2.9.1.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les hypothèses restent identiques à celles du paragraphe 3.2.9.1.

Les effets visqueux dans l'entrefer sont par contre modélisés à partir du modèle « pessimiste » basé sur la théorie de l'écoulement turbulent établi entre deux plans parallèles et décrit au paragraphe 2.2.8.

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

La machine électrique obtenue par la procédure d'optimisation est décrite ci-dessous. Son rendement théorique est estimé à $\eta_{elec} \approx 94.4\%$ contre 98.2% pour la machine du paragraphe 3.2.9.1.

Tableau 3.2.9.D : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 0.38 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 29$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.073 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.103 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.031 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.034 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.55$
Proportion des aimants	$\beta = 0.88$
Densité linéique de courant	$A_l = 132.8 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 4.77 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.74 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 77.3 \text{ kW}$
Pertes Fer	$P_{Fer} = 103.4 \text{ kW}$
Température maximale du Cuivre	$T_c = 130^\circ\text{C}$ avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$

A ces résultats, nous ajoutons également les paramètres spécifiques à l'étude hydrodynamique dans l'entrefer

Tableau 3.2.9.E : Paramètres caractéristiques des phénomènes hydrodynamiques d'entrefer

Nombre de Reynolds	$Re_e = 2.2 \cdot 10^6$
Ratio des rayons Intérieur / Extérieur	$\eta_r = 0.98$
Facteur de forme Longueur / Entrefer	$\Gamma = 12.25$

Rappelons que les conditions d'essais du modèle de *Lathrop et al.* correspondent à un nombre de Reynolds $Re_e = 1.23 \cdot 10^6$, un ratio $\eta_r = 0.7246$ et un facteur de forme $\Gamma = 11.47$. Dans l'exemple étudié, deux conditions sur trois sont relativement proches de ces conditions d'essais. Les ratios η_r sont par contre assez différents.

➤ Analyse des effets du modèle de couple visqueux

Comme le représente la figure 3.2.9.C, les pertes visqueuses sont, comparativement au précédent paragraphe, plus élevées et les performances du système sont nettement dégradées avec une baisse de plus de 4% sur le rendement de la machine. Cette baisse est liée directement à l'augmentation des pertes visqueuses qui sont prises en compte dans le calcul du rendement. Elle l'est aussi indirectement du fait d'une augmentation des densités de courant puisque le couple électromagnétique est plus élevé.

Par ailleurs, ces pertes sont largement prépondérantes et les effets visqueux imposent majoritairement les dimensions axiales de la machine dans la limite de ses capacités thermiques.

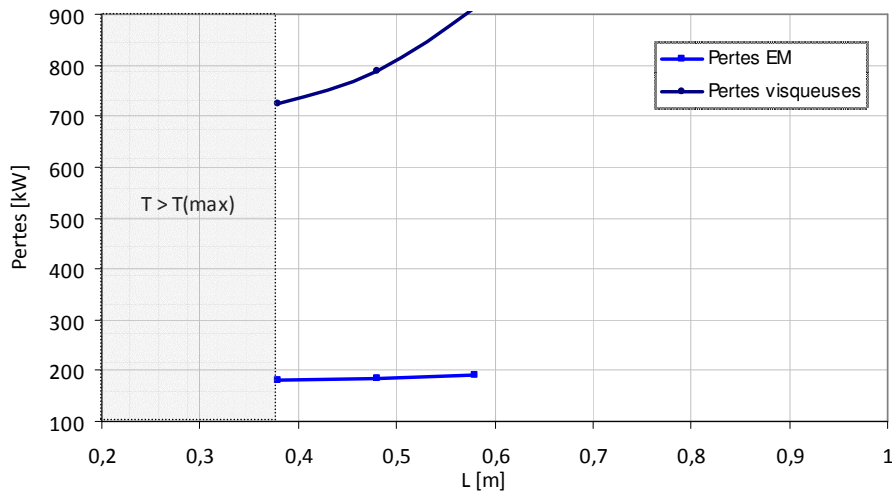


Figure 3.2.9.C : Evolution des pertes EM (kW) et visqueuses d'entrefer (kW) en fonction de la longueur active L (m)

On le comprend, les deux modélisations de pertes visqueuses proposées peuvent amener à des résultats différents et il apparaît indispensable de modéliser ces phénomènes de la manière la plus juste possible. De fait, nous pensons que des travaux complémentaires devront être menés sur ce sujet afin de confirmer l'influence de la viscosité de l'eau dans l'entrefer sur le choix des paramètres de conception de la machine.

3.3 Dimensionnement d'hydroliennes et hydro-générateurs

Nous présentons dans ce paragraphe quelques exemples de dimensionnement systématique d'ensembles hélice / machine dédiés à la récupération de l'énergie des courants. On parlera d'hydrolienne pour l'exploitation des courants de marée ou de rivière et d'hydro-générateur dans le cas d'équipements embarqués sur des voiliers. Ces exemples correspondent à des cahiers des charges inspirés d'applications existantes ou en cours d'étude. Comme en propulsion, les critères d'optimisation sont le rendement global ou la masse des parties tournantes.

3.3.1 Cahiers des charges étudiés

Nous avons retenu pour cette étude deux cahiers des charges distincts. Une première application concerne une hydrolienne de grand diamètre et de forte puissance dédiée à l'extraction de l'énergie cinétique des courants de marée. La seconde concerne un hydro-générateur de très petit diamètre destiné à fournir l'énergie électrique à bord d'un voilier de course au large. Sa puissance est toutefois non négligeable du fait de vitesses d'eau élevées.

Il peut être délicat de comparer ces deux applications car la nature des énergies mises en jeu est différente. L'énergie des marées pour la première, avec des vitesses d'eau modestes. L'énergie du vent pour la seconde, avec des vitesses d'eau largement plus importantes. La figure 3.3.1.A permet de situer ces applications sur un espace [Puissance-Diamètre d'hélice] pour des vitesses d'eau typiques de chaque ressource.

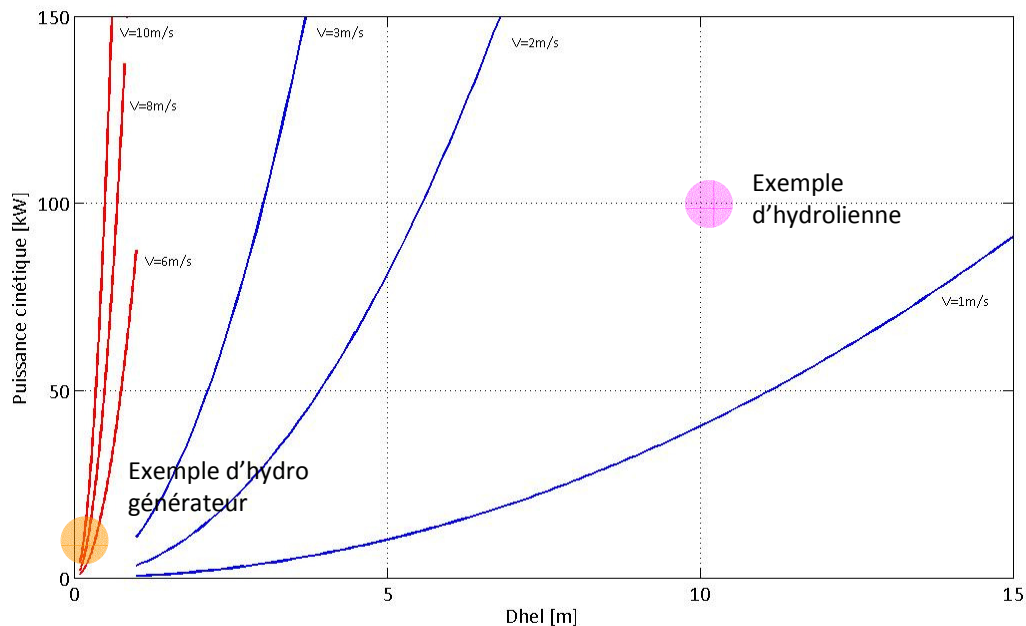


Figure 3.3.1.A : Evolution de la puissance cinétique (kW) en entrée d'une turbine en fonction de son diamètre (m) et pour différentes vitesses d'eau (m/s)

On le constate sur cette figure, il peut être pertinent de faire évoluer le diamètre d'hélice pour monter en puissance bien que la vitesse d'eau soit un paramètre plus influent. Pour un hydro-générateur, la tendance est inversée : c'est essentiellement le diamètre d'hélice qui permettra d'ajuster le niveau de puissance souhaité.

3.3.1.1 Cahier des charges n°1 : hydrolienne de grand diamètre

Nous prendrons ici l'exemple d'une hydrolienne de grand diamètre, à l'image des plus gros prototypes développés ces dernières années à travers le monde [Mct01]. Comme le décrit le tableau 1.2.2.B du paragraphe 1.2.2, les diamètres recensés se situent en moyenne autour de 2 à 3 mètres pour des petits projets expérimentaux mais sont supérieurs à 10 mètres pour des applications de forte puissance à vocation commerciale. Ces machines sont généralement prévues pour fonctionner en mer, au large des côtes, où les fonds atteignent plusieurs dizaines de mètres. Par ailleurs, les courants peuvent atteindre plusieurs mètres par seconde dans certaines zones spécifiques comme par exemple le Raz Blanchard en France.

Ainsi, l'exemple proposé se situe dans le Raz de Sein, en Bretagne, zone reconnue en France pour ses très forts courants, et les données d'entrée seront les suivantes

Tableau 3.3.1.A : Cahier des charges n°1 - Hydrolienne de grand diamètre

Diamètre d'hélice	$D_{hel}=10\text{ m}$
Vitesse moyenne du courant	$V_o=1.345\text{ m/s}$

On en déduit la puissance cinétique en entrée de turbine

Puissance théorique en entrée de turbine	$\approx 99\text{ kW}$
--	------------------------

Si l'hydrolienne est utilisée en mer pour l'exploitation des courants de marée, l'utilisation d'une vitesse moyenne est en réalité une approche simplifiée qui permet surtout d'alléger les temps de calcul. Elle n'en reste pas moins représentative au stade d'un pré dimensionnement comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre.

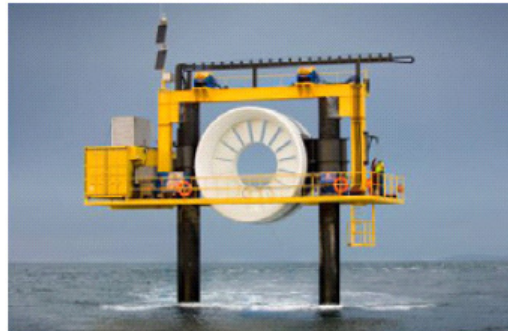


Figure 3.3.1.B : Prototype d'hydrolienne à entraînement circconférentiel de grand diamètre (Photo OpenHydro)

En seconde approche, il est possible de représenter plus finement la vitesse des courants de marée au moyen d'un histogramme tel que celui représenté ci-dessous. Il est issu de données relevées en un point propice à l'installation d'une hydrolienne dans le Raz de Sein (48°02'42"N 004°45'45"W) au cours de l'année 2007 [Sho01]. La valeur moyenne, sur une année, des valeurs absolues des courants est d'environ 1.345 m/s.

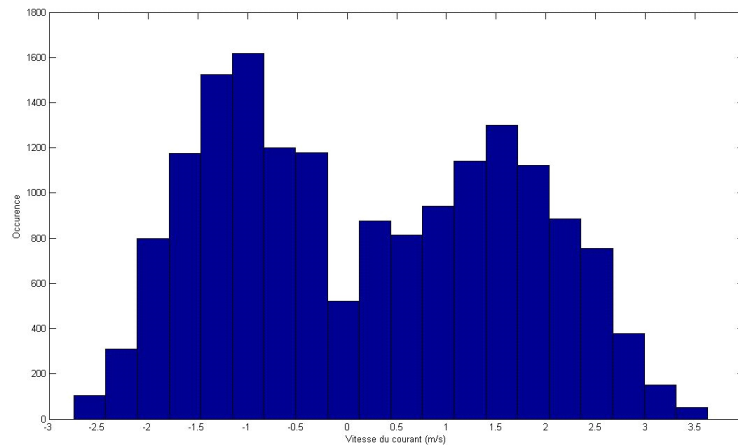


Figure 3.3.1.C : Histogramme des courants de marée (Raz de Sein, France, année 2007)

3.3.1.2 Cahier des charges n°2 : hydro générateur de petit diamètre

Nous prendrons ici l'exemple d'un petit générateur embarqué sur un voilier de course dans le but d'en assurer l'autonomie énergétique. Bien que ce concept soit encore peu étudié, il apparaît prometteur dans la mesure où il reste simple à mettre en œuvre, peu onéreux et robuste. Les données d'entrée proposées sont les suivantes

Tableau 3.3.1.B : Cahier des charges n°2 – Hydro-générateur de petit diamètre

Diamètre d'hélice	$D_{hel}=0.20\text{ m}$
Vitesse moyenne du courant	$V_o=9.20\text{ m/s}$

On en déduit la puissance cinétique théorique en entrée de turbine

Puissance théorique en entrée de turbine	$\approx 12.5\text{ kW}$
--	--------------------------

La vitesse proposée dans ce tableau est issue d'un exemple concret correspondant à la vitesse moyenne réalisée par le catamaran « Orange II » de Bruno Peyron lors du trophée Jule Verne en 2005.



Figure 3.3.1.D : Voilier de course au large « Orange II »

On peut également imaginer ce type de turbine dans des cours d'eau à fort débit mais peu profonds, solution potentiellement intéressante pour des pays en voie de développement. A la différence des grandes hydroliennes installées en mer, la notion de courant variable est ici moins pertinente. Les courants, en rivière comme sur un voilier, ne présentent pas de variations d'amplitude aussi importantes que celles des courants de marée et nous proposons de ne conserver qu'une seule valeur « moyenne » de courant.

3.3.2 Hélices considérées : profils, lois de vrillage et de corde

Nous l'avons vu au paragraphe 2.2, à la différence des propulseurs, il n'existe pour les hydroliennes que très peu de relevés expérimentaux équivalents aux courbes de Wageningen utilisées au paragraphe 3.2. Par ailleurs, au vu des résultats du paragraphe 3.2, il semble pertinent de rechercher une modélisation d'hélice offrant le plus de variables d'optimisation possible. Ainsi, au-delà du diamètre d'hélice, on peut imaginer faire évoluer des paramètres géométriques tels que les lois de vrillage ou de corde. En ce sens, la méthode BEM exposée au chapitre 2 sera adaptée à la présente étude. Rappelons que cette méthode consiste, à partir d'une définition précise de la géométrie d'hélice, à calculer les efforts de trainée et de portance sur l'ensemble des sections des pales, la finesse de la discrétisation de l'hélice étant choisie en fonction de la précision recherchée.

- **Profil**

Le profil considéré sera le profil symétrique NACA0018 décrit au paragraphe 2.2.5. Par souci de simplicité, il sera maintenu identique sur toute la longueur de la pale bien que le modèle BEM permette d'envisager toute sorte de combinaison de profils le long d'une pale.

- **Nombre de pales**

Nous choisissons arbitrairement une hélice à $Z=5$ pales.

- **Loi de vrillage**

La loi mathématique suivante – dont nous expliquons l'origine en annexe G – est proposée afin de définir l'évolution de l'angle de vrillage $\phi_o(r/R)$ des pales en fonction du rayon adimensionnel r/R

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{f(r/R)}{\lambda_o \cdot r/R} \right) - \alpha_o$$

avec $f(r/R)$ polynôme de degré 2 en r/R

$$f(r/R) = k_o + k_1 \cdot r/R + k_2 \cdot (r/R)^2$$

et λ_o coefficient d'avance de référence

α_o angle d'attaque de référence

Le diamètre d'hélice étant fixé, la loi de vrillage est alors définie à partir de cinq variables k_o , k_1 , k_2 , λ_o et α_o que nous ferons évoluer sur une plage pertinente afin de trouver une loi de vrillage optimale. En réalité, du fait du ratio $f(r/R)/\lambda_o$, cette expression mathématique peut se simplifier et seuls quatre paramètres sur cinq peuvent être vu comme des variables. On pourra par exemple fixer $k_o=1$.

• Loi de corde

Nous proposons d'exprimer la loi de corde $C(r/R)$ sous une forme linéaire

$$C\left(\frac{r}{R}\right) = \frac{D_{hel}}{2(1 - k_{Rmoy})} \left(k_{Cmoy} - k_{Chel} \cdot k_{Rmoy} + \frac{r}{R} (k_{Chel} - k_{Cmoy}) \right)$$

où k_{Rmoy} ratio Rayon pied de pôle / Rayon bout de pôle, soit $k_{Rmoy} = r_h / R_o = 2r_h / D_{hel}$
 k_{Cmoy} ratio Corde en pied de pôle / Rayon d'hélice
 k_{Chel} ratio Corde en bout de pôle / Rayon d'hélice

Le diamètre d'hélice étant fixé, ainsi que le coefficient k_{Rmoy} , la loi de corde est alors définie à partir de deux variables k_{Cmoy} et k_{Chel} . Le problème d'optimisation reviendra donc à rechercher les coefficients k_{Cmoy} et k_{Chel} qui permettront d'obtenir une loi de corde optimale.



Figure 3.3.2.A : Hélice d'hydrolienne cerclée présentant un profil symétrique et une corde quasi-constante (photo Sabella)

3.3.3 Entrefers immergé et non immergé

Dans un premier temps, l'entrefer est rendu étanche au moyen de joints d'étanchéité placés de part et d'autre de l'entrefer. Les effets de l'eau dans l'entrefer, d'une part visqueux et d'autre part thermique, ne sont donc pas étudiés dans cette première approche. Afin de modéliser correctement les transferts thermiques par l'entrefer, l'eau est remplacée par de l'air présentant un écoulement ortho-radial.

Dans une seconde phase de l'étude, l'air est remplacé par de l'eau. Comme pour les propulseurs, la technologie est ainsi simplifiée puisque les joints d'étanchéité sont supprimés. Les modélisations des effets visqueux et thermique de l'eau dans l'entrefer sont alors introduites. Cette seconde phase d'étude permet de quantifier ces phénomènes physiques indépendamment des autres phénomènes étudiés dans la première phase.

3.3.4 Effets électromagnétiques d'extrémité

Etant donnés les faibles ratios Puissance / Surface d'hélice mis en jeu, les machines optimales pourront se révéler axialement très courtes – généralement sous la forme d'anneaux – tant pour des applications de faible que de forte puissance. A cela s'ajoute le fait que l'entrefer magnétique est généralement très épais. Comme nous l'expliquons au chapitre 2, il est alors nécessaire de prendre en compte les effets d'extrémité 3D lors de la conception électromagnétique de la machine.

3.3.5 Hydro générateur RD de petit diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée.

Nous considérons dans ce paragraphe le cahier des charges d'un petit hydro générateur placé sous la coque d'un voilier (paragraphe 3.3.1.2). Dans un premier temps, l'hélice seule est optimisée du point de vue de son rendement hydrodynamique. Puis, dans un second temps, une machine électrique optimale est recherchée. On montre notamment les difficultés rencontrées au niveau de la conception EM. Finalement, l'optimisation du rendement global est abordée sous une approche couplée dont nous cherchons à cerner la pertinence. Cet exercice est réalisé pour des machines à entrefer non immergé puis répété avec un entrefer immergé.

3.3.5.1 Hélice à loi de vrillage variable et loi de corde fixe – Machine à entrefer non immergé

La corde est choisie constante sur toute la longueur de la pale et prise égale à $1/8^{\text{ème}}$ du rayon d'hélice. Ainsi $k_{cmoy} = k_{che} = 1/8$. Par ailleurs, la modélisation BEM de l'hélice est faite sur la base d'un découpage des pales en 5 secteurs. Ce choix permet de respecter la convergence du calcul des conditions de fonctionnement hydrodynamiques suivant la méthode BEM tout en conservant un temps de calcul raisonnable.

3.3.5.1.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=0.20m$ présentant le coefficient de puissance le plus élevé et répondant aux contraintes du cahier des charges du § 3.3.1.2 a les caractéristiques suivantes

Tableau 3.3.5.A : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance

Vitesse de rotation optimale	N = 3865 tours/min (soit $\lambda=4.4$)
Loi de vrillage [λ_o ; α_o ; k_o ; k_1 ; k_2]	[5.0 ; 9.8 ; 1.0 ; -1.0 ; 1.4]
Couple de l'hélice	Q $\approx$ 15.48 Nm à $\lambda=4.4$
Poussée exercée sur l'hélice	T = 1123 N à $\lambda=4.4$
Coefficient de puissance	$C_p \approx$ 50.03% à $\lambda=4.4$
Puissance à l'arbre	P = 6.26 kW à $\lambda=4.4$

La vitesse de rotation de 3865 tours/min apparait assez élevée mais reste néanmoins réalisable. Le ratio $\lambda=\Omega R/V_o$ au point de fonctionnement est de 4.4 : il s'agit d'une valeur classique que l'on retrouve dans des références telles que [Bah01]. Cette valeur élevée est plutôt liée à la combinaison d'une grande vitesse d'arrivée d'eau $V_o=9.2$ m/s avec un petit diamètre d'hélice $D_{hel}=0.20$ m. Les angles d'incidence locaux sont compris entre 8 et 19 degrés pour des Reynolds locaux compris entre 10^5 et 10^6 .

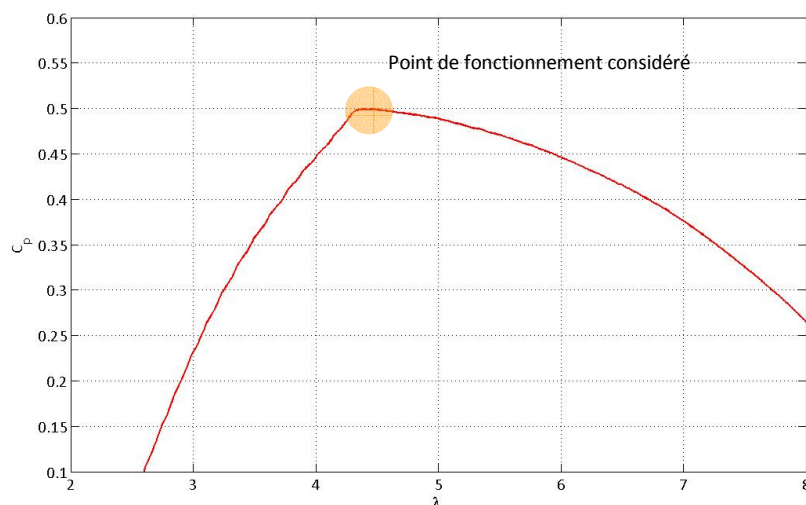


Figure 3.3.5.A : Coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ de l'hélice optimale obtenue par la méthode BEM

D'un point de vue mécanique, notons la finesse des pales, à savoir 2,3 mm, pour un niveau de poussée non négligeable : l'équivalent d'environ 100 kg de poussée, soit 20 kg par pale. Le risque d'une légère déformation de l'hélice n'est donc pas à exclure. On perçoit ici une limite au modèle utilisé qui ne prend pas en compte ces considérations d'ordre mécanique.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique de meilleur rendement est recherchée. Comme pour les exemples de propulsion du paragraphe 3.2, les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues: $L, p, e_a, p_{enc}, k_{dent}, \beta, k_r, e, e_{cul}$. Quelques paramètres géométriques, que nous considérons secondaires pour cette étude, sont néanmoins figés (tableau 3.3.5.B).

Le bobinage est choisi concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pôle/phase. Ce bobinage nous apparaît intéressant car il permet d'obtenir des têtes de bobine de faible encombrement [Cro01] alors que les contraintes sur la longueur active sont assez fortes : $k_{tuy,z}=0.60$ soit une longueur totale inférieure ou égale à 12 centimètres. Il permet également d'obtenir un bon coefficient de bobinage : $k_{b1}=0.866$.

Pour cette étude les effets EM d'extrémité sont négligés. Nous vérifierons par la suite la validité de cette hypothèse. Par ailleurs, les principales contraintes du problème d'optimisation sont fixées comme suit

Tableau 3.3.5.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Epaisseur de la jante (interface hélice/ culasse)	$e_j=0.002\text{ m}$
Epaisseur des becs	$e_{bec}=0.002\text{ m}$
Longueur axiale des têtes de bobine	$L_{droit}=0.005\text{ m}$
Proportion d'ouverture des becs	$p_{ouv}=0.50$
Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax}=100\text{ V}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MU}=2\text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}=1.4\text{ T}$
Epaisseur d'entrefer mécanique minimale	$e_{meca(min)}=0.002\text{ m}$
Epaisseur d'aimant minimale	$e_a(min)=0.003\text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy,z}=0.60$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy,r}=0.20$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)}=0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)}=140\text{ Hz}$
Ratio maximum Couple de détente / Couple à l'arbre	$C_{d1}/Q_{(max)}=0.05$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=130\text{ °C}$

➤ Descriptif de la machine électrique optimale

Le modèle électromagnétique ne propose aucune solution réaliste. La vitesse de rotation d'hélice est en effet telle qu'à partir d'un nombre de paires de pôle supérieur ou égal à 4, la fréquence électrique dépasse la limite fixée ici à $f_{elec(max)}=140\text{ Hz}$. Il s'agit d'une limite haute que nous imposons sur cet exemple où nous envisageons l'utilisation de tôles magnétiques standards ⁽¹⁾. Par ailleurs, pour un nombre de paires de pôle inférieur ou égal à 3, les contraintes sur la saturation des culasses imposent des machines épaisses qui ne peuvent être insérées dans la très fine tuyère de la structure RD.

Ne souhaitant pas augmenter l'épaisseur de tuyère maximale fixée ici à 20% du diamètre d'hélice, il devient nécessaire de réévaluer la vitesse de rotation d'hélice déduite de l'approche séquentielle. La recherche de la solution optimale se fera par la prise en compte simultanée des modèles d'hélice et de machine.

➤ Réflexions sur la contrainte liée au niveau d'induction dans les culasses

La contrainte sur le niveau d'induction maximal dans les culasses est fixée ici à $B_{fer(max)}=1.4\text{ T}$, limite haute classiquement admise pour des tôles magnétiques de performance moyenne. En supposant l'utilisation de tôles

(1) des tôles de faible épaisseur adaptées à des fréquences supérieures (400Hz et plus) sont néanmoins envisageables.

plus performantes qui permettraient de monter à des niveaux d'induction plus élevés (1.8T par exemple), des calculs supplémentaires montrent qu'il n'existe pas pour autant de machine électrique réaliste qui puisse être associée à l'hélice optimale. Ainsi, quelle que soit la qualité des tôles utilisées, il semble difficile de descendre en dessous d'un certain nombre de pôles dans le but de concilier les contraintes sur la fréquence électrique et le niveau de saturation des culasses. La solution consiste plutôt à réévaluer la vitesse de rotation d'hélice.

3.3.5.1.2 Optimisation couplée

Les modèles d'hélice et de machine électrique sont cette fois-ci couplés dans le but de rechercher un système hélice / machine réaliste présentant le meilleur rendement global.

➤ Optimisation de l'hélice

Les caractéristiques de l'hélice optimale réévaluée par une approche couplée sont les suivantes

Tableau 3.3.5.C : Hélice optimale permettant l'obtention du meilleur rendement global

Vitesse de rotation optimale	$N = 2029 \text{ tours/min}$ (soit $\lambda=2.3$)
Loi de vrillage $[\lambda_0; \alpha_0; k_0; k_1; k_2]$	$[2.1; 14.0; 1.0; -0.2; 0.1]$
Couple de l'hélice	$Q \approx 17.48 \text{ Nm}$ à $\lambda=2.3$
Poussée exercée sur l'hélice	$T = 501 \text{ N}$ à $\lambda=2.3$
Coefficient de puissance	$C_p \approx 29.66\%$ à $\lambda=2.3$
Puissance à l'arbre	$P = 3.71 \text{ kW}$ à $\lambda=2.3$

Cette hélice présente un coefficient de puissance nominal plus faible que celui de l'hélice obtenue par optimisation séquentielle : 29.66% contre 50.03%. Elle tourne également beaucoup moins vite : 2029 tours/min contre 3865 tours/min, à savoir une réduction de plus de 47% de la vitesse de rotation de départ.

Le tracé des coefficients de puissance $C_p(\lambda)$ des deux hélices (figure 3.3.5.B) permet d'apprécier leurs performances respectives. On peut noter leur différence tant au niveau de l'amplitude du coefficient de puissance que de la vitesse pour laquelle ce dernier est maximal. On notera que le coefficient de puissance du point de fonctionnement proposé par l'approche couplée (obtenu pour $\lambda \approx 2.3$) ne correspond pas au maximum de la courbe $C_p(\lambda)$ (obtenu pour $\lambda \approx 2.5$).

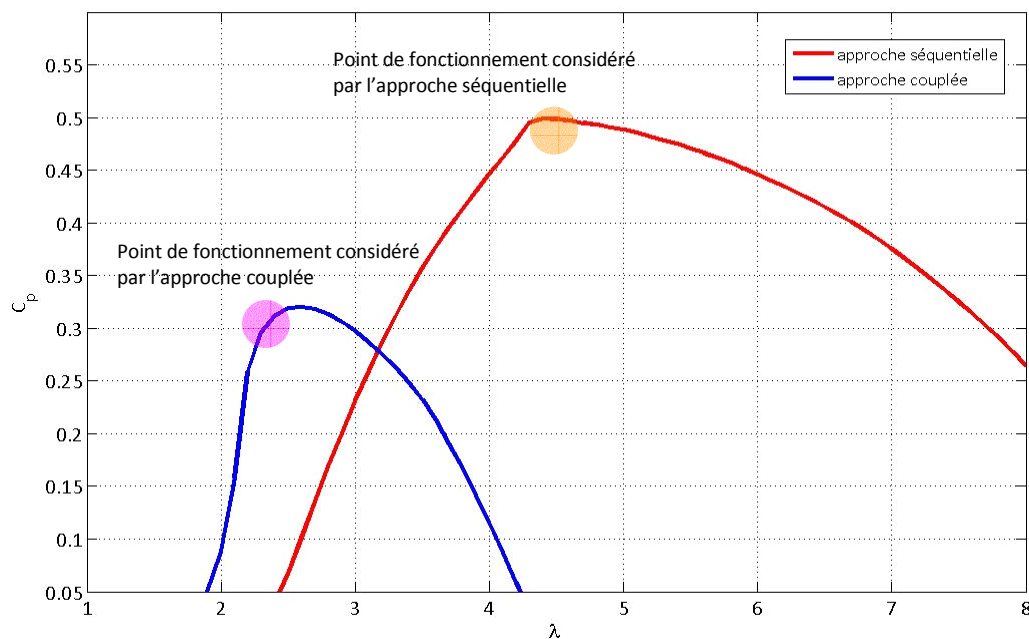


Figure 3.3.5.B : Courbes $C_p(\lambda)$ des hélices obtenues par approches séquentielle et couplée

La comparaison est également faite au niveau des lois de vrillage $\phi_o(r/R)$ sur la figure 3.3.5.C.

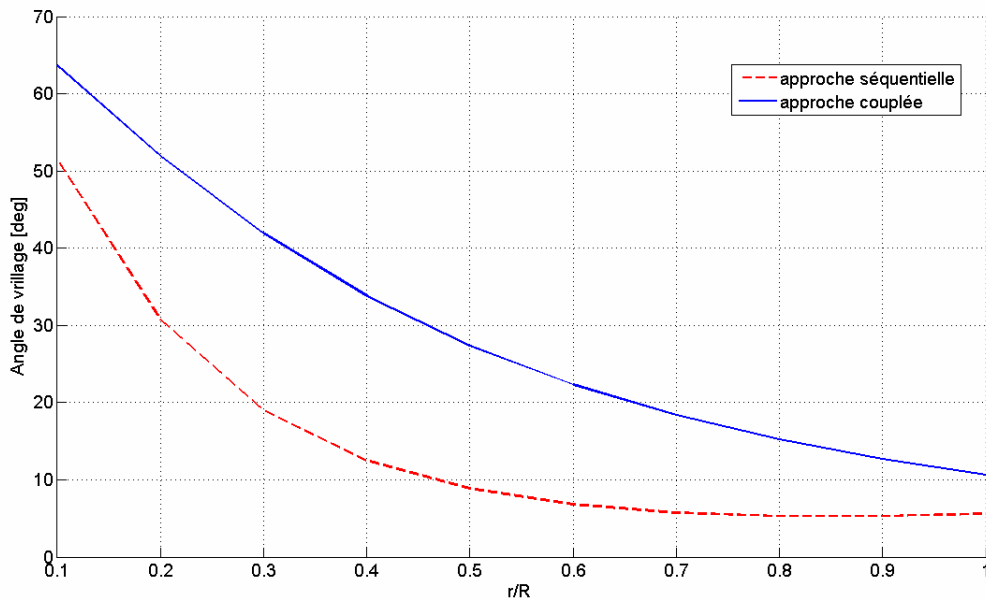


Figure 3.3.5.C : Lois de vrillage des hélices obtenues par approches séquentielle et couplée

➤ Recherche de la machine électrique optimale

En parallèle, la machine électrique optimale, permettant le meilleur rendement global, est recherchée. Le bobinage reste concentré et les paramètres géométriques considérés secondaires sont fixés comme au 3.3.5.1.1. Il en est de même pour les contraintes.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, sont décrites ci-dessous. On estime son rendement théorique maximal à $\eta_{elec} \approx 95.66\%$ pour le nouveau point de fonctionnement considéré (représenté en figure 3.3.5.B).

Tableau 3.3.5.D : Machine électrique optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 0.046 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 4$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.003 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.005 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.002 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.012 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.35$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$
Densité linéique de courant	$A_L = 11.9 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 6.1 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.57 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 0.057 \text{ kW}$ (dont têtes de bobine : 0.037 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.104 \text{ kW}$ (dont culasses : 0.071 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 34^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 0.22 \text{ N.m}$
Coefficient d'encochage	$k_c = 1.25$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} = 1.02$

La machine est très peu chargée et les encoches peu profondes : il en résulte une très faible élévation de température, à savoir $\Delta T = 4^\circ\text{C}$. Le ratio Puissance / Diamètre d'hélice est en effet très modeste, comparativement à des machines de propulsion ou encore des générateurs de barrage hydroélectrique. Indéniablement, cette machine n'est pas optimisée du point de vue de sa masse ou de son volume et il semblerait réaliste d'envisager des longueurs axiales plus courtes. Le ratio e_u/L est ici égal à $\tau_{el} \approx 0.10$ et, d'après les résultats du paragraphe 2.3.5.2, il est possible d'envisager des machines plus courtes sans que les effets d'extrémité ne dégradent pour autant leurs performances. La figure 3.3.5.D ci-dessous donne un aperçu 2D de la machine électrique proposée :

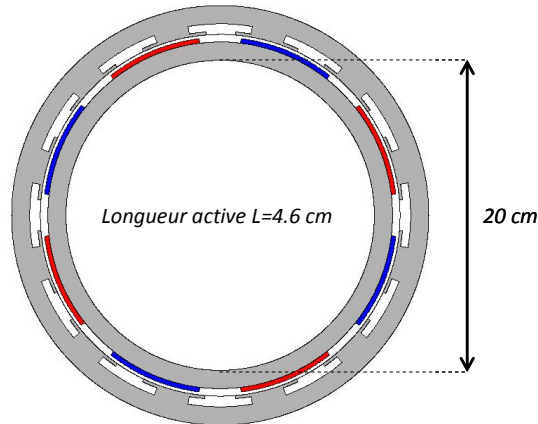


Figure 3.3.5.D : Machine électrique optimale permettant le meilleur rendement global

Notons également la valeur du couple de détente qui est ici très raisonnable alors que le ratio Surface d'entrefer / Couple à l'arbre tend à être défavorable.

➤ Rendement global

Au point de fonctionnement considéré, le rendement global, produit du rendement électromécanique par le rendement hydrodynamique d'hélice tel que défini par la formule (5.22) – rendement ramené en référence à un système qui aurait le coefficient de puissance théorique maximal défini par la loi de Betz – est évalué à 47.85%.

3.3.5.1.3 Réflexions sur une évolution de la contrainte d'encombrement radial

Il est un fait que le choix de la machine électrique est particulièrement contraint par les dimensions de la tuyère qui doit l'accueillir. L'épaisseur de tuyère, définie à partir du coefficient k_{tuy_r} , est une contrainte géométrique forte qui s'oppose à une réduction du nombre de pôles. En parallèle, les vitesses de rotation élevées imposées par la vitesse du voilier empêchent un nombre de pôles trop important. Il existe ainsi une limite inférieure de k_{tuy_r} en dessous de laquelle il paraît difficile de trouver une solution réaliste conciliant une fréquence électrique et un niveau d'induction raisonnables. Dans l'exemple présenté, l'épaisseur de tuyère est égale à 20% du diamètre de l'hélice, soit 4 centimètres, ce qui semble intuitivement raisonnable du seul point de vue de l'hydrodynamique.

Des calculs complémentaires sous $k_{tuy_r} = 1.60$ sont réalisés : le rendement global optimal est alors réduit à 34.85%, contre 47.85% pour $k_{tuy_r} = 2.00$. La machine électrique est à 5 paires de pôles et la vitesse de rotation réduite à 1670 tours/min. À l'inverse, une augmentation de l'épaisseur de tuyère permet d'envisager des ensembles hélice / machine de meilleur rendement. La figure 3.3.5.E – réalisée sur la base de trois calculs d'optimisation en prenant k_{tuy_r} successivement égal à 1.6, 2.0 et 2.4 – permet de cerner cette tendance.

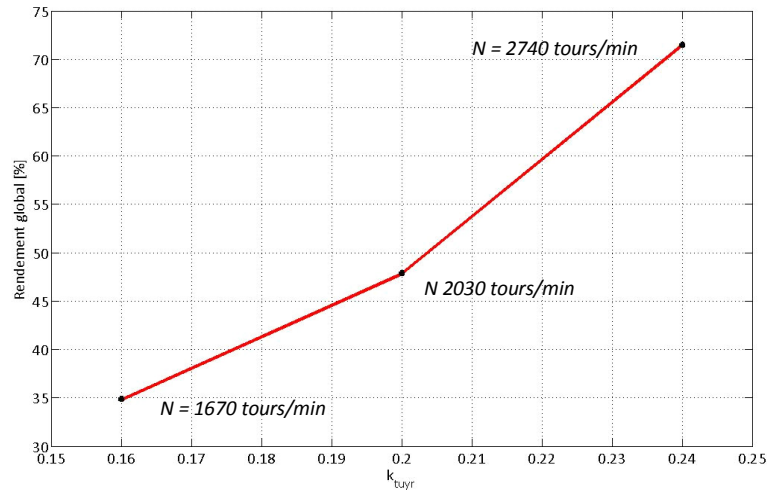


Figure 3.3.5.E : Tendance d'évolution de l'optimum du rendement global en fonction du coefficient d'encombrement radial k_{tuy_r}

Afin de compléter les présentes considérations, il semble nécessaire de quantifier les effets d'une augmentation de l'épaisseur de tuyère sur les performances hydrodynamiques locales au niveau du générateur ou plus globalement au niveau du navire. Les considérations suivantes permettent d'envisager un début de réponse. La trainée de pression F_p exercée sur la tuyère s'exprime en effet de la façon suivante :

$$F_p = C_{xp} \frac{1}{2} \rho S V_o^2 \quad (1.33)$$

avec S surface de projection de la tuyère sur un plan perpendiculaire à la direction d'avance du navire
 C_{xp} coefficient de trainée de pression de la tuyère

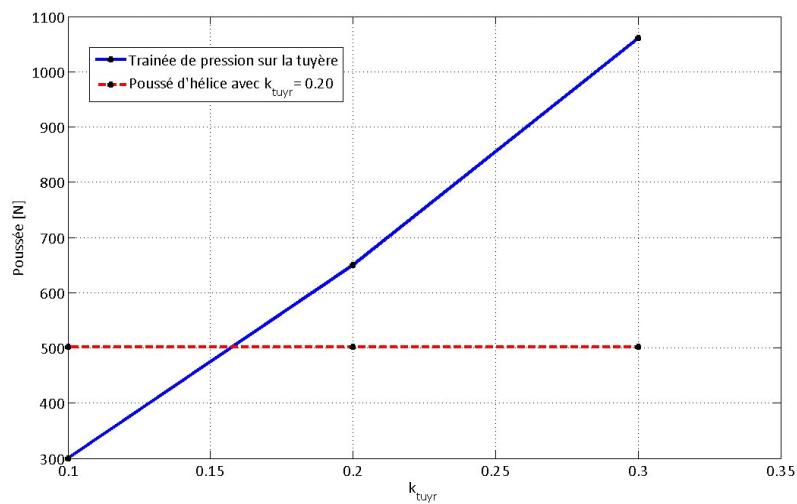


Figure 3.3.5.F : Tendance d'évolution de la trainée de pression sur la tuyère en fonction du coefficient d'encombrement radial k_{tuy_r}

Le coefficient C_{xp} dépend fortement du profil hydrodynamique considéré : ainsi, pour des profils performants, ce coefficient peut être réduit à des valeurs de l'ordre de 0.10 alors que, à l'opposé, pour une plaque plane perpendiculaire au sens d'écoulement, C_{xp} est de l'ordre de 1.10.

En considérant un coefficient moyen $C_{xp}=0.50$, la figure 3.3.5.F représente l'évolution de la trainée de pression sur la tuyère en fonction de k_{tuy_r} . A titre de comparaison, la poussée exercée sur l'hélice obtenue pour $k_{tuy_r}=0.2$

est de 501 N : nous le voyons sur cette figure, trainée de pression de tuyère et poussée d'hélice ont des ordres de grandeur comparables.

Il est à noter que la résistance à l'avancement du voilier étudié dans cet exemple n'est pas un paramètre connu. Nous l'estimons cependant largement supérieure aux valeurs de trainée de pression évoquées ci-dessus étant donné le déplacement et la longueur du bateau, qui sont respectivement de 30 tonnes et 36.80 mètres. De fait, une légère augmentation de l'épaisseur de la tuyère ne devrait avoir qu'un impact relatif sur les performances globales du voilier.

→ Etant donné les ordres de grandeur mis en évidence dans ce paragraphe, et afin d'affiner cette étude, il sera intéressant d'intégrer une modélisation de la trainée exercée sur la tuyère du générateur. Cette modélisation permettra une recherche plus pertinente de la solution optimale locale – au niveau du seul générateur – ou plus globale au niveau du voilier dans la mesure où les performances de la coque en termes de résistance à l'avancement sont connues.

Dans la continuité de ce paragraphe, nous proposons d'étudier le cas spécifique d'une machine à entrefer immergé.

3.3.5.2 Hélice à loi de vrillage variable et loi de corde fixe – Machine à entrefer immergé

Exception faite de l'entrefer qui est ici immergé, l'ensemble hélice / machine étudié reste identique à celui déjà décrit au paragraphe 3.3.5.1. Comme pour les propulseurs à entrefer immergé, nous souhaitons comprendre dans quelle mesure la prise en compte de l'eau dans l'entrefer – tant du point de vue des forces de frottement visqueux que des échanges thermiques – est importante pour la compréhension des performances du système.

3.3.5.2.1 Optimisation séquentielle

Les résultats sont connus. D'après les conclusions du paragraphe 3.3.5.1.1, nous savons qu'aucune solution électromagnétique réaliste ne peut être envisagée du fait de vitesses de rotation trop élevées.

3.3.5.2.2 Optimisation couplée hélice / machine

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=0.20m$ permettant l'obtention du rendement global le plus élevé et répondant aux contraintes du cahier des charges du §3.3.1.2 est identique à celle décrite au § 3.3.5.1.2.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

En parallèle, la machine électrique optimale permettant l'obtention du meilleur rendement global est recherchée. Les paramètres géométriques secondaires et les contraintes sont fixés comme au § 3.3.5.1.1.

Un paramètre géométrique supplémentaire est introduit : il s'agit de l'épaisseur d'isolant recouvrant l'alésage du stator et la surface externe du rotor. Son épaisseur est fixée arbitrairement à $e_{iso}=0.001m$.

Les effets visqueux dans l'entrefer sont modélisés à partir du modèle « pessimiste » basé sur la théorie de l'écoulement turbulent établi entre deux plans parallèles et décrit au paragraphe 2.2.8.

Dans un premier temps, les effets d'extrémité ne sont pas modélisés par souci de simplification.

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, sont décrites ci-dessous. On estime son rendement théorique maximal à $\eta_{elec}\approx 83.2\%$.

Tableau 3.3.5.E : Machine électrique à entrefer immergé optimale obtenue par une approche couplée

Longueur active	$L = 0.022 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 4$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.004 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.008 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer mécanique	$e_{meca} = 0.004 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.008 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.25$
Proportion des aimants	$\beta = 0.72$
Densité linéique de courant	$A_L = 34.1 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 9.5 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.37 \text{ T}$
Pertes Joule	$P_J = 0.196 \text{ kW}$ (dont têtes de bobine : 0.154 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.045 \text{ kW}$ (dont culasses : 0.023 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 41^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{g1} = 0.28 \text{ N.m}$
Couple visqueux d'entrefer	$C_v = 1.8 \text{ N.m}$
Coefficient d'encoche	$k_c = 1.21$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.93$

A nouveau, la machine est très peu chargée et les élévations de température très modestes. Comparativement à la machine à entrefer non immergé du §3.3.5.1, l'entrefer mécanique est deux fois plus épais alors que la longueur axiale est réduite de moitié. En effet, les effets visqueux d'entrefer tendent naturellement à imposer un entrefer plus épais et une longueur axiale plus courte. Il en résulte un entrefer magnétique et des aimants plus épais ainsi que des encoches plus profondes. En contrepartie, les culasses sont plus fines, pour des niveaux d'induction comparables ($\approx 1.4T$). La figure 3.3.5.G permet de visualiser les géométries des deux machines.

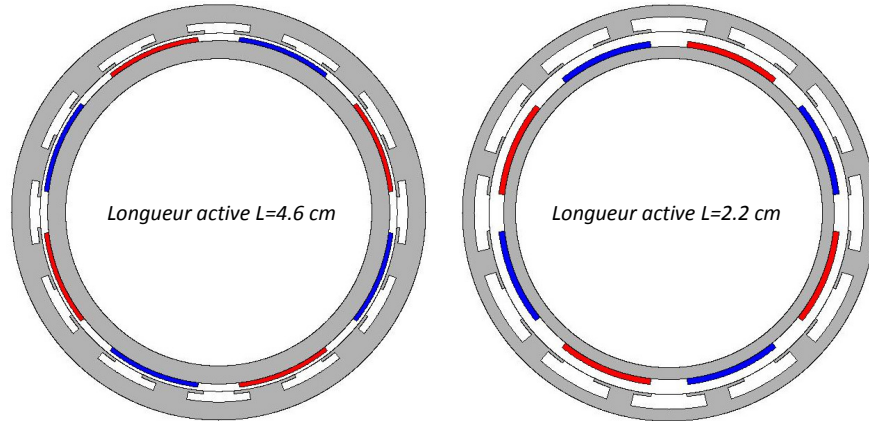


Figure 3.3.5.G : Machines électriques optimales à entrefer non immergé (à gauche) et immergé (à droite)

Il résulte de ces nouvelles dimensions un couple visqueux minimisé $C_v \approx 1.8N.m$, valeur à comparer au couple d'hélice $Q \approx 17.9N.m$. En fait, bien que minimisés, les effets visqueux ne sont pas négligeables et le rendement de cette machine est réduit de façon conséquente par rapport à celui de la machine à entrefer étanche du §3.3.5.1.2, à savoir 83.20% contre 95.66%. Cette dégradation est essentiellement une cause directe des effets visqueux – le couple électromagnétique transmis à la machine est en effet réduit – mais également indirecte du fait d'une augmentation des densités de courant, la longueur active et la densité d'entrefer étant réduites.

➤ Rendement global

Au point de fonctionnement considéré, le rendement global, produit du rendement hydrodynamique d'hélice par le rendement de la machine est évalué à 41.6%, contre 47.85% pour le système à entrefer étanche.

3.3.5.2.3 Analyse du couplage des modèles d'hélice et de machine à entrefer immergé

Les résultats des paragraphes 3.3.5.1 et 3.3.5.2 nous amènent à constater que le choix des paramètres de l'hélice optimale ne dépend pas de la présence d'eau dans l'entrefer de la machine. Néanmoins, nous l'avons vu, le couple visqueux n'est pas négligeable par rapport au couple de l'hélice et on aurait pu imaginer une réduction de la vitesse de rotation optimale afin de réduire les effets de la viscosité de l'eau dans l'entrefer. Nous souhaitons ainsi analyser dans ce paragraphe les raisons pour lesquelles le modèle d'hélice impose majoritairement, sur cet exemple, la vitesse de rotation et la loi de vrillage de l'hélice.

Dans un premier temps, nous superposons sur la figure 3.3.5.H, les courbes de coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ obtenues pour différentes lois de vrillages, les variables considérées étant, pour cette illustration, les paramètres λ_o et α_o (les paramètres k_1 et k_2 ont un effet secondaire). Cette figure permet de visualiser l'enveloppe des points de fonctionnement optimums en fonction de la vitesse de rotation à $2V_o/D_{hel}$ près. La courbe en traits gras est celle retenue par le processus d'optimisation. Rappelons que des vitesses nominales supérieures ne sont pas autorisées par le modèle du fait de la limite en fréquence imposée.

Dans un second temps nous récupérons, pour chaque vitesse de rotation, le couple de l'hélice optimale $Q_{opt}(\lambda)$ dont l'évolution est représentée sur la figure 3.3.5.I sur une fenêtre $1.5 \leq \lambda \leq 3$. Nous représentons également l'évolution du couple visqueux $C_v(\lambda)$ dans l'entrefer de la machine électrique trouvée au paragraphe 3.3.5.2.2. Ces deux couples croissent avec la vitesse mais le tracé de l'évolution de la différence $Q_{opt}(\lambda) - C_v(\lambda)$ nous montre que la pente de la courbe $Q_{opt}(\lambda)$ est la plus forte dans la zone étudiée. Cette tendance ne s'inverse seulement qu'à partir de $\lambda \approx 2.8$, soit au-delà de la limite en fréquence imposée au niveau du modèle EM.

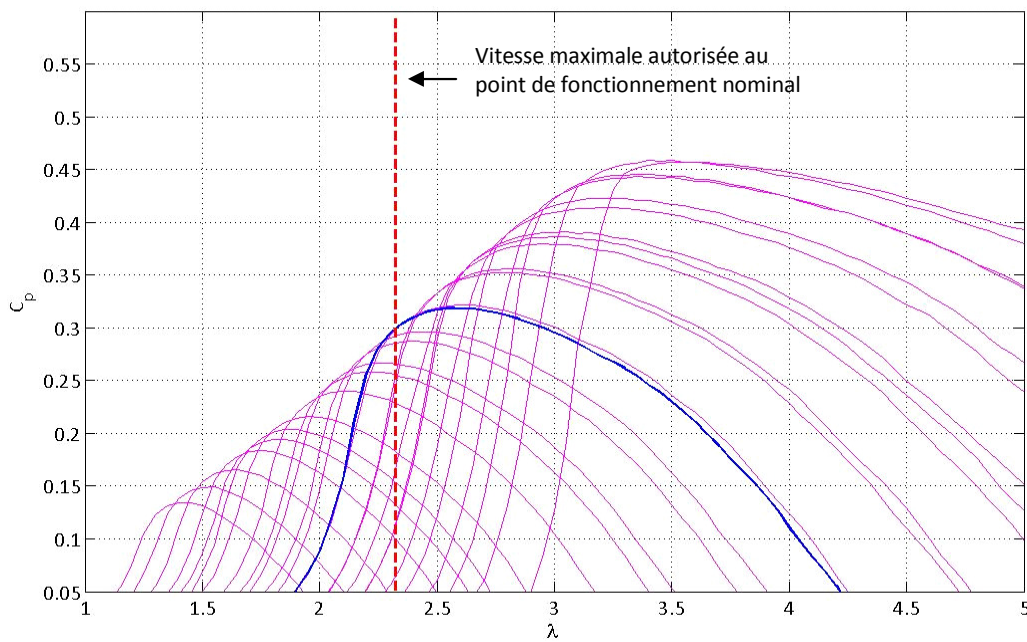


Figure 3.3.5.H : Courbes $C_p(\lambda)$ obtenues pour λ_0 compris entre 1.3 et 2.0 et α_0 compris entre 10° et 18° . La courbe en trait gras correspond à l'hélice optimale obtenue au § 3.3.5.2.2

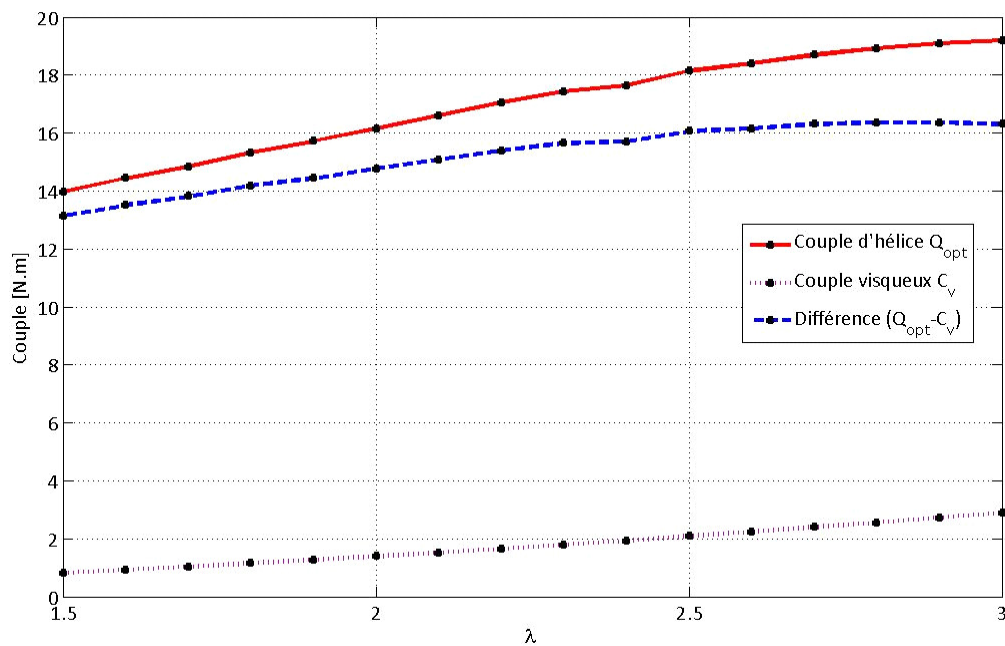


Figure 3.3.5.I : Couple de l'hélice optimale et couple visqueux d'entrefer en fonction du coefficient λ

Ces considérations nous permettent de comprendre pourquoi la solution d'hélice optimale reste la même que celle obtenue avec un entrefer étanche. La croissance du couple visqueux, avec la vitesse de rotation, est en effet moins rapide que celle du couple de l'hélice optimale. On pourrait néanmoins imaginer l'utilisation de tôles magnétiques adaptées à des fréquences électriques plus élevées : dans ce cas, il sera pertinent de modéliser le plus justement possible les effets visqueux d'entrefer qui tendront progressivement à imposer la vitesse de rotation optimale du système.

Le paragraphe 3.3.5.2.2 avait déjà mis en évidence l'importance d'une prise en compte des effets visqueux d'entrefer pour le choix des paramètres de machine. Cette analyse complémentaire nous amène à penser que la viscosité d'entrefer peut, sous certaines conditions, également influencer le choix des paramètres d'hélice.

3.3.5.2.4 Réflexions sur le choix d'une longueur active optimale

L'objet de ce paragraphe est de cerner plus finement de quelle façon le choix de la longueur active optimale de la machine est imposé par le modèle. Nous représentons sur les figures 3.3.5.J et 3.3.5.K l'évolution des pertes, tant hydrodynamiques qu'électromagnétiques, de la machine optimale du paragraphe 3.3.5.2.2 en fonction de la longueur active. Toutes les autres grandeurs géométriques restent figées pour cet exercice purement théorique. Sur la première courbe, les effets EM 3D sont ignorés, comme cela a été le cas de l'étude du paragraphe 3.3.5.2.2. Sur la seconde, ils sont pris en compte.

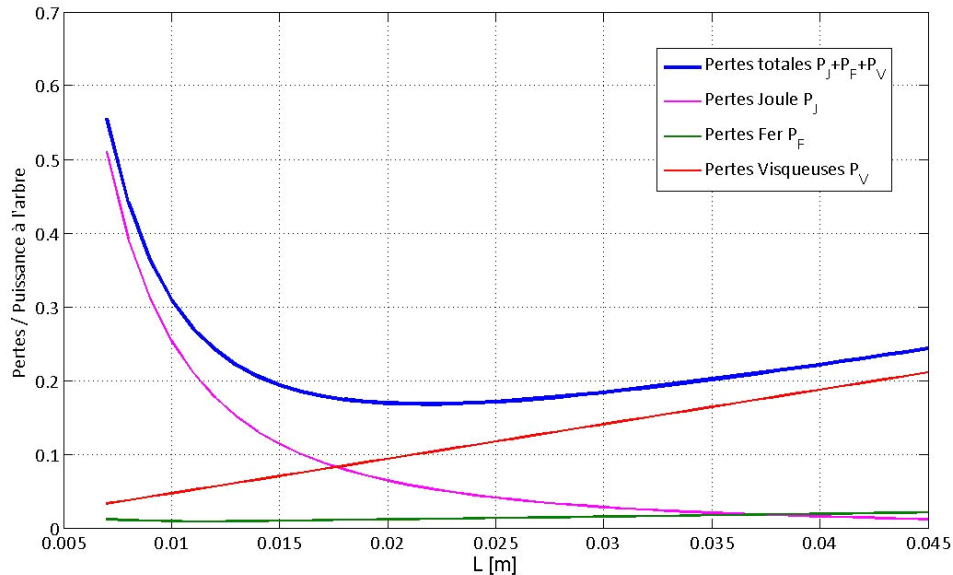


Figure 3.3.5.J : Evolution des pertes dans la machine en fonction de la longueur active – effets 3D non considérés

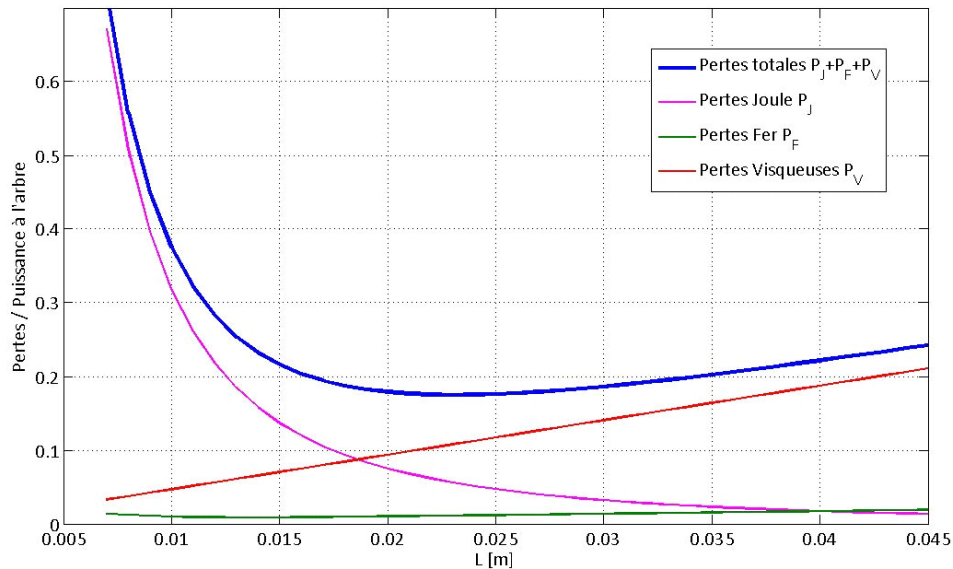


Figure 3.3.5.K : Evolution des pertes dans la machine en fonction de la longueur active – effets 3D considérés

Ces courbes nous permettent d'identifier les longueurs permettant d'obtenir un rendement de machine optimal. Des machines trop courtes génèrent des densités de courant importantes et les pertes Joule deviennent rapidement réhibitoires. Des machines plus longues sont envisageables mais, rapidement, les pertes visqueuses dans l'entrefer réduisent leur efficacité.

On note par ailleurs l'effet relativement négligeable du modèle de fuites EM d'extrémité sur le choix de la longueur optimale. Ces phénomènes de fuites ont certes un impact négatif sur les performances de la machine, mais uniquement pour des machines très courtes – en première approximation de longueur $L < 0.01\text{m}$ – c'est-à-dire plus bien plus courtes que la machine optimale identifiée dans cet exemple. L'entrefer magnétique étant ici égal à $e_\mu = 0.010\text{m}$, nous retrouvons globalement les conclusions du paragraphe 2.3.5.2 mettant en évidence un seuil $e_\mu/L \approx 0.5$ à 1.0 à partir duquel ces effets devront être pris en compte.

L'exercice d'optimisation de l'ensemble hélice / machine à entrefer immergé avec prise en compte des effets d'extrémité a néanmoins été réalisé. Nous ne présentons ici que brièvement ces résultats. Le choix de l'hélice reste logiquement inchangé. Quant à la machine, elle reste très proche bien que légèrement plus longue afin de limiter les fuites d'extrémité. Son entrefer mécanique est, de fait, plus épais afin de limiter les pertes visqueuses. Son rendement est légèrement dégradé, passant de $\approx 82.7\%$ à $\approx 82.3\%$.

Sur cet exemple, la prise en compte des fuites d'extrémité pour l'optimisation du rendement est secondaire. Cette conclusion sera logiquement moins vraie lorsque des contraintes volumiques ou massiques seront introduites.

3.3.5.2.5 Contribution de l'entrefer immergé au refroidissement de la machine

La température atteinte par les conducteurs en Cuivre de la machine électrique à entrefer immergé proposée au paragraphe 3.3.5.2.2 est estimée à 41°C . Rappelons que cette machine est recouverte d'une couche d'isolant appliquée sur les surfaces externe du rotor et interne du stator. Cet isolant permet la protection des parties actives de la machine électrique contre la corrosion par l'eau de mer. En contrepartie, il est également un bon isolant thermique.

Afin de mieux cerner la contribution de l'entrefer immergé au refroidissement de la machine, l'eau est remplacée par de l'air. La couche d'isolant est par ailleurs supprimée. La température de cuivre atteinte par la machine électrique à entrefer non immergé – toutes les dimensions restant identiques à celles du paragraphe 3.3.5.2.2 – est estimée à 46°C .

Ces résultats montrent les effets bénéfiques de la présence d'eau sur le refroidissement des conducteurs et, de fait, sur la durée de vie et le taux de défaillance de la machine. Ce point de vue reste néanmoins à nuancer puisque le choix d'une technologie à entrefer immergé entraîne, comme le montrent les résultats du paragraphe 3.3.5.2.2, une diminution du rendement optimal d'environ 13% sur cet exemple précis. Les températures maximales sont, en réalité, plus élevées lorsque l'entrefer est choisi immergé.

3.3.6 Hydrolienne RD de grand diamètre : optimisation du rendement global par une approche séquentielle puis couplée.

L'hydrolienne de grand diamètre décrite au paragraphe 3.3.1.1 est abordée dans ce paragraphe. Dans un premier temps, une unique vitesse d'eau est considérée. Cela permet de simplifier les raisonnements et, par ailleurs, de réduire les temps de calcul. Dans une seconde partie, l'étude est réalisée pour un ensemble de vitesses afin de prendre en compte le caractère variable et alternatif des courants de marée.

La démarche adoptée est ici la même qu'au précédent paragraphe. L'hélice seule est d'abord optimisée. Puis, une machine électrique optimale adaptée à cette hélice est recherchée. Finalement, l'optimisation du rendement global est abordée sous une approche couplée dont nous cherchons à cerner la pertinence. Les effets du rajout de contraintes dimensionnelles au problème d'optimisation sont par ailleurs analysés.

Comme au précédent paragraphe, des machines à entrefer étanche sont d'abord étudiées puis l'exercice est répété avec un entrefer immergé.

3.3.6.1 Hélice à loi de vrillage variable et loi de corde fixe – Machine à entrefer non immergé

Comme au précédent paragraphe, la corde est choisie constante sur toute la longueur de la pale et prise égale à $1/8^{\text{ème}}$ du rayon d'hélice. Ainsi $k_{cmoy} = k_{Chel} = 1/8$. Par ailleurs, la modélisation BEM de l'hélice est faite sur la base d'un découpage des pales en 5 secteurs.

Pour des raisons de simplicité de raisonnement et de rapidité de calcul, seuls les principaux paramètres de la loi de vrillage, à savoir λ_0 et α_0 , sont considérés variables. Les paramètres k_1 et k_2 , dont les effets sont secondaires, sont maintenus constants comme suit : $[k_1; k_2] = [0; 0]$.

3.3.6.1.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=10.0\text{m}$ présentant le coefficient de puissance le plus élevé et répondant aux contraintes du cahier des charges du §3.3.1.1 a les caractéristiques suivantes

Tableau 3.3.6.A : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance

Vitesse de rotation optimale	$N = 10.8 \text{ tours/min (soit } \lambda=4.2)$
Loi de vrillage $[\lambda_0; \alpha_0; k_0; k_1; k_2]$	$[10.65; 1.15; 1.0; 0.0; 0.0]$
Couple de l'hélice	$Q \approx 45.8 \text{ kNm à } \lambda=4.2$
Poussée exercée sur l'hélice	$T \approx 62.4 \text{ kN à } \lambda=4.2$
Coefficient de puissance et rendement	$C_p \approx 52.86\% \text{ à } \lambda=4.2$ $\eta_{hydro} \approx 89.12\% \text{ à } \lambda=4.2$
Puissance à l'arbre	$P = 51.7 \text{ kW à } \lambda=4.2$

La vitesse de rotation est relativement faible et la vitesse en bout de pale n'excède pas 6m/s. Les risques de cavitation ne sont donc pas présents sur cet exemple. Le ratio $\lambda=\Omega R/V_0$ au point de fonctionnement est de 4,30 : il s'agit d'une valeur classique. La faible vitesse de rotation est liée à une faible vitesse d'arrivée d'eau $V_0=1,345 \text{ m/s}$ pour une l'hélice de très grand diamètre $D_{hel}=10\text{m}$. Les incidences locales sont classiquement comprises entre 4 et 14° pour des nombres de Reynolds locaux de l'ordre de 1.10^6 à 3.10^6 .

La figure 3.3.6.A ci-dessous représente l'évolution du coefficient de puissance de l'hélice en fonction du coefficient de vitesse adimensionnel λ . On y représente notamment le point de fonctionnement considéré.

D'un point de vue mécanique, notons l'épaisseur des pales :

$$e_{pale} = D_{hel} \times (1/8) \times 0.18 = 0.113 \text{ m}$$

Le niveau de poussée est non négligeable : l'équivalent d'environ 6400 kg de poussée sur l'hélice, soit 1270 kg par pale. Comme pour l'exemple précédent, le risque d'une déformation de l'hélice n'est pas à exclure. On devine ici une limite au modèle actuel qui ne prend pas en compte ces considérations d'ordre mécanique.

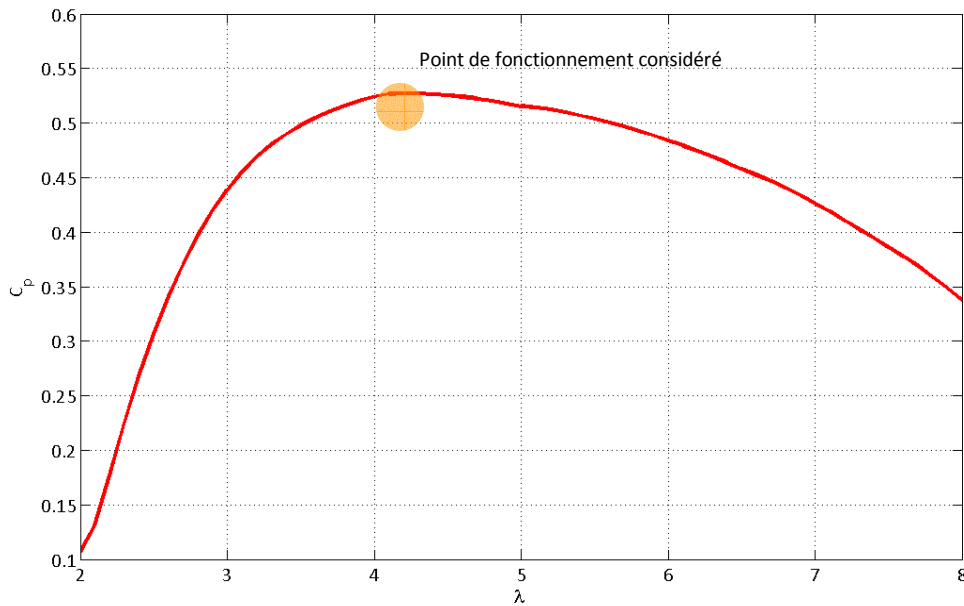


Figure 3.3.6.A : Coefficient de puissance $C_p(\lambda)$ de l'hélice optimale

➤ Recherche de la machine électrique optimale

Les paramètres de l'hélice étant figés – diamètre, couple, vitesse de rotation – la machine électrique de meilleur rendement est recherchée. Les principaux paramètres géométriques de la machine sont des inconnues : L , p , e_a , p_{enc} , k_{dent} , β , k_r , e , e_{cul} . Quelques paramètres géométriques secondaires sont cependant fixés (tableau 3.3.6.B).

Le bobinage est choisi concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pôle/phase. Comme l'explique le précédent paragraphe, ce type de bobinage est pertinent car les têtes de bobine sont réduites tout en conservant de bonnes performances électromagnétiques. Les machines sont ici très courtes et il est indispensable que les têtes de bobine conservent des dimensions raisonnables par rapport aux parties actives.

Dans un premier temps les effets d'extrémité ne sont pas considérés pour ces calculs. Le tableau ci-dessous résume l'ensemble des contraintes du problème d'optimisation imposées au modèle.

Tableau 3.3.6.B : Ensemble des contraintes imposées au modèle de machine

Epaisseur de la jante (interface hélice/ culasse)	$e_f=0.100\text{ m}$
Epaisseur des becs	$e_{bec}=0.010\text{ m}$
Longueur axiale des têtes de bobine	$L_{droit}=0.010\text{ m}$
Proportion d'ouverture des becs	$p_{ouv}=0.50$
Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax}=600\text{ V}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI}=2\text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}=1.4\text{ T}$
Epaisseur d'entrefer mécanique minimale	$e_{meca(min)}=0.100\text{ m}$
Epaisseur d'aimant minimale	$e_a(min)=0.003\text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_z}=0.20$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_r}=0.05$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.6$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)}=0.60$
Fréquence électrique maximale	$f_{elec(max)}=150\text{ Hz}$
Ratio maximum Couple de détente / Couple à l'arbre	$C_{d1}/Q_{(max)}=0.02$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=130\text{ }^{\circ}\text{C}$

➤ Machine électrique optimale

Les caractéristiques de la machine optimale, sont décrites ci-dessous. On estime son rendement théorique maximal, au point de fonctionnement considéré, à $\eta_{elec} \approx 99.3\%$.

Tableau 3.3.6.C : Machine électrique optimale obtenue par une approche séquentielle

Longueur active	$L = 1.72 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 30$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.008 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.094 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.100 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.044 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.32$
Proportion des aimants	$\beta = 0.75$
Densité linéique de courant	$A_l = 3.4 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 0.1 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.08 \text{ T}$
Fréquence électrique	$f_{elec} = 6 \text{ Hz}$
Pertes Joule	$P_J = 0.182 \text{ kW}$ (dont têtes de bobine : 0.035 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.176 \text{ kW}$ (dont culasses : 0.100 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 31^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 704 \text{ N.m}$
Coefficient d'encochage	$k_c = 1.1$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.95$

Le rendement global, évalué à $\eta_{hydro} \times \eta_{elec} = 88.50\%$, est très bon. Pour rappel, le rendement optimal de l'hydro-générateur du paragraphe 3.3.5.1 était estimé à 47.85%.

Cependant, nous le constatons à la vue du précédent tableau, les valeurs des densités de courant et d'induction d'entrefer sont anormalement faibles et les échauffements insignifiants. Bien que la machine présente un très bon rendement EM, elle n'est de toute évidence pas réaliste. Par exemple, la masse de la partie active tournante est estimée à 20460kg dont 1830kg d'aimants et 18630kg d'acier.

A titre de comparaison, la masse des pales de l'hélice est estimée, en considérant l'utilisation d'un alliage Cu pro Alu, à environ 6490kg. De plus, en envisageant l'utilisation de matériaux composites plus légers pour la fabrication des pâles, leur masse pourra être substantiellement réduite. Ces considérations, d'ordre mécanique, dépassent cependant le cadre de la présente étude.

Cette première phase de l'étude montre dans quelle mesure le manque de contraintes imposées au problème d'optimisation peut aboutir à des résultats globalement irréalistes. De fait, pour la suite de l'étude, les contraintes dimensionnelles sur la machine électrique vont être réévaluées.

➤ Renforcement des contraintes

Nous imposons, dans cette seconde phase de l'étude, des contraintes supplémentaires sur la géométrie de la machine de façon à limiter la masse de la partie active tournante ainsi que la quantité des aimants. La machine se doit d'être réaliste tant du point de vue du coût des matériaux utilisés que de la facilité de la mise en œuvre. Ainsi, les contraintes supplémentaires suivantes sont imposées :

Tableau 3.3.6.D : Renforcement des contraintes géométriques imposées à la machine

Epaisseur d'aimant maximale	$e_{a(max)} = 0.010 \text{ m}$
Proportion d'aimant maximale	$\beta_{(max)} = 0.70$
Longueur active maximale	$L_{(max)} = 0.100 \text{ m}$
Epaisseur de culasse maximale	$e_{cul(max)} = 0.030 \text{ m}$
Profondeur d'encoche maximale	$p_{enc(max)} = 0.080 \text{ m}$

➤ Machine électrique optimale n°2

Les caractéristiques de la nouvelle machine optimale sont décrites ci-dessous. On estime son rendement théorique maximal, au point de fonctionnement considéré, à $\eta_{elec} \approx 86.5\%$.

Tableau 3.3.6.E : Machine électrique optimale n°2 obtenue par approche séquentielle et renforcement des contraintes

Longueur active	$L = 0.100 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 50$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.080 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.100 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.030 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.25$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$
Densité linéique de courant	$A_L = 51.2 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 1.4 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.09 \text{ T}$
Fréquence électrique	$f_{elec} = 9 \text{ Hz}$
Pertes Joule	$P_J = 6.907 \text{ kW}$ (dont têtes de bobine : 4.848 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.061 \text{ kW}$ (dont culasses : 0.011 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 46^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 613 \text{ N.m}$
Coefficient d'encochage	$k_c = 1.02$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.68$

Le rendement théorique de la machine électrique est logiquement moins bon que précédemment. Le nouveau rendement global est ainsi évalué à $\eta_{hydro} \times \eta_{elec} = 77.10\%$ contre 88.50% avec la première machine.

Notons cependant la réduction significative de la masse de la partie active tournante qui est estimée à 862kg dont 124kg d'aimants et 738kg d'acier. La figure 3.3.6.B ci-dessous est une représentation graphique 2D d'une portion de la machine proposée.

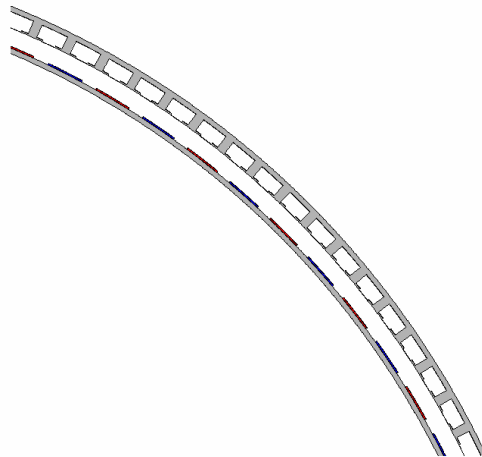


Figure 3.3.6.B : Machine électrique optimale obtenue dans le cas d'un renforcement des contraintes dimensionnelles

On notera la valeur du coefficient k_{3D} représentatif des effets électromagnétiques d'extrémité qui est ici particulièrement faible comparativement aux autres exemples précédemment étudiés. Ce point révèle la nécessité d'une prise en compte de ces effets dans le processus de conception. Nous aborderons cet aspect au paragraphe 3.3.6.1.3.

Comme pour l'exemple de l'hydro-générateur de petite taille étudié au §3.3.5, les densités de courant sont peu élevées et les élévations de température qui en résultent sont très modestes. La présence d'eau à l'extérieur de la machine contribue également aux bonnes performances de l'ensemble.

Ces deux études, portant sur des exemples très différents, nous permettent de conclure que les générateurs RD dédiés à la récupération de l'énergie cinétique des courants tendent à être peu contraints en température. Cette conclusion sera néanmoins nuancée dans la suite du paragraphe 3.3.6.

3.3.6.1.2 Compréhension des performances globales du système hélice / machine

Les pertes EM sont essentiellement des pertes Joule car les aimants sont fins et l'entrefer épais. Elles représentent environ 13% de la puissance à l'arbre, ce qui n'est pas négligeable et engendre un rendement médiocre. Les pertes Joule et Fer sont ici nettement déséquilibrées, ce qui rappelle les résultats mis en évidence au paragraphe 3.2 concernant les machines de propulsion où il a été constaté que le rendement est généralement optimal lorsque les pertes Joule et fer sont équilibrées.

Une conséquence de ce fort déséquilibre est que le rendement global optimal est en réalité obtenu pour une vitesse de rotation $N_2=13.4$ tours/min (soit $\lambda_2=5.2$) supérieure à la vitesse optimale du seul point de vue de l'hydrodynamique, à savoir $N_1=10.8$ tours/min (soit $\lambda_1=4.2$). A $\lambda=\lambda_2$, le coefficient de puissance d'hélice n'est plus maximum : $C_p(\lambda_2)\approx 51.4\%$ contre $C_p(\lambda_1)\approx 52.9\%$. Le couple à l'arbre est cependant plus faible et les pertes Joule ainsi réduites. Le rendement de la machine électrique s'élève alors à $\eta_{elec}\approx 91.40\%$ contre $\eta_{elec}\approx 86.5\%$ à $\lambda=\lambda_1$.

Appelons η_{elec}^* , η_{hydro}^* et η_{global}^* les rendements théoriques maximums respectivement hydrodynamique, électrique et global, qui peuvent être obtenus avec l'ensemble hélice / machine retenu au paragraphe 3.3.6.1.1. On représente alors sur la figure 3.3.6.C l'évolution des rendements relatifs $\eta_{elec}(\lambda)/\eta_{elec}^*$, $\eta_{hydro}(\lambda)/\eta_{hydro}^*$ et $\eta_{global}(\lambda)/\eta_{global}^*$. Ce graphique permet de visualiser pour quelle vitesse chaque rendement atteint son optimum. On perçoit ainsi l'influence de chaque modèle (hydrodynamique et EM) sur le comportement global du système machine / hélice

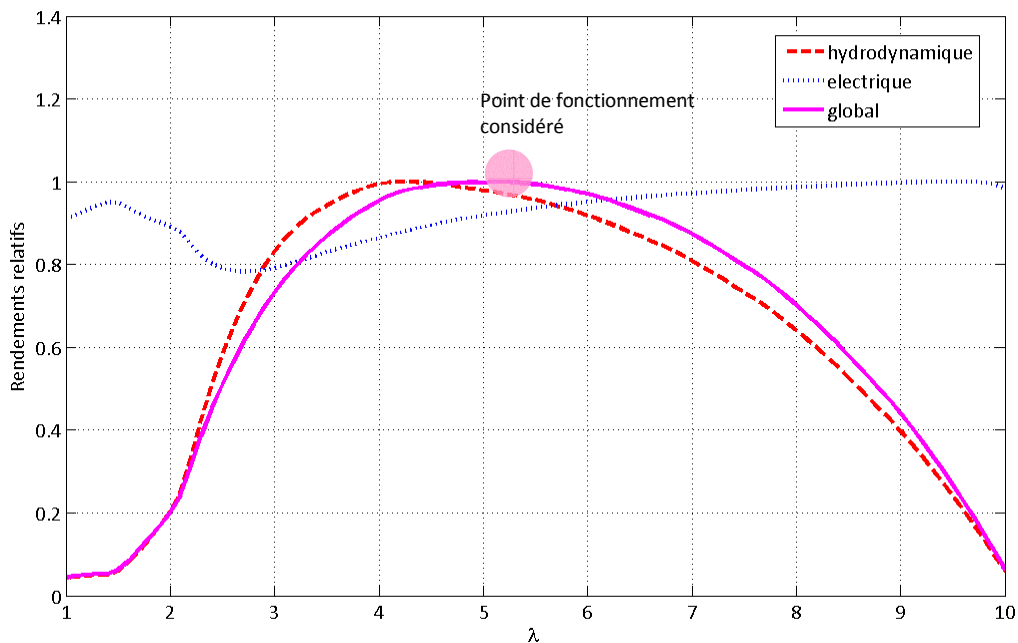


Figure 3.3.6.C : Evolution des rendements électrique, hydrodynamique et global relatifs en fonction de λ

→ Dans cet exemple, la modélisation EM présente un réel intérêt à partir du moment où on souhaite appréhender les performances globales du système hélice / machine. Avec l'hélice retenue – qui est l'hélice optimale du seul point de vue de l'hydrodynamique – la machine impose des pertes EM telles que la vitesse de rotation optimale du système se différencie de la vitesse optimale de l'hélice seule d'un ratio $\Delta N/N \approx 20\%$.

3.3.6.1.3 Prise en compte des effets EM d'extrémité

Les résultats obtenus précédemment montrent de manière très nette l'importance prise par les fuites EM en extrémité de machine. Le coefficient de fuites 3D est en effet estimé à $k_{3D} \approx 0.68$. L'épaisseur d'entrefer magnétique est en effet du même ordre de grandeur que la longueur active. Les calculs d'optimisation sont donc repris avec cette fois-ci la prise en compte des effets d'extrémité.

➤ Machine électrique optimale n°3

Les caractéristiques de la machine optimale, sont décrites ci-dessous. On estime son rendement théorique maximal, au point de fonctionnement considéré ($N_1=10.8$ tours/min), à $\eta_{elec} \approx 71.1\%$.

Tableau 3.3.6.F : Machine optimale n°3 - prise en compte des effets 3D sous approche séquentielle et contraintes renforcées

Longueur active	$L = 0.100 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 53$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.080 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.100 \text{ m}$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.030 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.25$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$
Densité linéique de courant	$A_L = 76.4 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 2.1 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.06 \text{ T}$
Fréquence électrique	$f_{elec} = 10 \text{ Hz}$
Pertes Joule	$P_J = 14.86 \text{ kW}$ (dont têtes de bobine : 10.26 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.078 \text{ kW}$ (dont culasses : 0.023 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 65^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 565 \text{ N.m}$
Coefficient d'encoche	$k_c = 1.02$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.68$

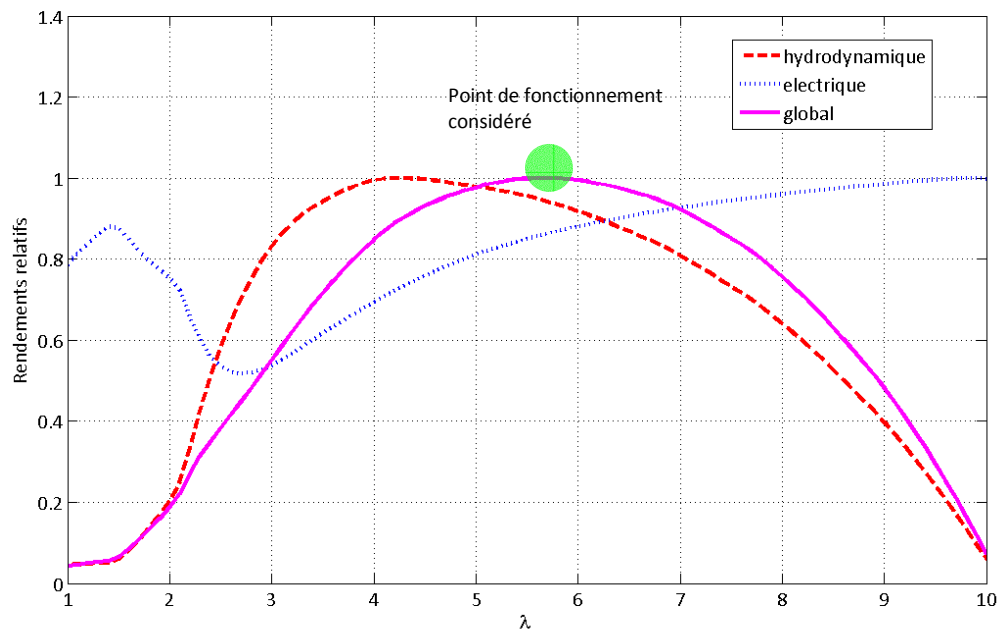


Figure 3.3.6.D : Evolution des rendements électrique, hydrodynamique et global adimensionnés en fonction de λ . Les effets d'extrémité sont ici pris en compte.

Le rendement théorique de la machine électrique à $\lambda_1=4.2$ est moins bon que précédemment : $\eta_{elec} \approx 71.1\%$ contre $\eta_{elec} \approx 86.5\%$. Notons par ailleurs que le rendement global optimal est obtenu pour une vitesse de rotation $N_3=14.4$ tours/min (soit $\lambda_3=5.6$) plus élevée que celle identifiée au § 3.3.6.1.2, à savoir $N_2=13.4$ tours/min (soit $\lambda_2=5.2$).

Ainsi, le rendement global optimal est estimé à 71.5% à $\lambda=\lambda_3$ pour cette nouvelle machine contre 79.2% à $\lambda=\lambda_2$ pour la machine n°2 du § 3.3.6.1.2, soit une réduction de près de 8 points du rendement global du seul fait des fuites d'extrémité.

A nouveau, on représente sur la figure 3.3.6.D les différents rendements adimensionnés en fonction de λ . On peut vérifier, par rapport aux courbes précédentes, le déplacement du point optimal vers la droite. On constate une dégradation des pertes de la machine électrique qui tend à imposer plus nettement le choix de la vitesse de rotation optimale.

→ La modélisation électromagnétique de la machine se doit donc d'être la plus juste possible si on souhaite appréhender le plus finement possible les performances globales du système machine / hélice. Dans l'exemple étudié, la machine électrique de la structure RD présente une forme d'anneau et la prise en compte des effets de fuite en extrémité est de toute évidence judicieuse.

Notons que la machine électrique est logiquement plus chargée et les élévations de température des conducteurs sont plus élevées que précédemment ($\Delta T=+20^\circ\text{C}$). Ces niveaux de charge et température restent néanmoins très raisonnables. Cela signifie notamment que des machines avec des quantités d'aimant plus faibles seront, en théorie, envisageables.

3.3.6.1.4 Optimisation couplée

Ce paragraphe s'inscrit dans la continuité des résultats du paragraphe 3.3.6.1.1 qui mettent en évidence des tendances antagonistes entre les modèles de machine et d'hélice au niveau du choix optimal de la vitesse de rotation nominale du système. Nous proposons donc un couplage des modèles afin de rechercher le système le plus pertinent du point de vue du rendement global.

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=10.0m$ optimale du point de vue du rendement global présente les caractéristiques nominales suivantes

Tableau 3.3.6.G : Hélice optimale permettant l'obtention du meilleur rendement global

Vitesse de rotation optimale	$N = 14.9$ tours/min (soit $\lambda=5.8$)
Loi de vrillage [λ_o ; α_o ; k_o ; k_1 ; k_2]	[14.30 ; -0.45 ; 1.0 ; 0.0 ; 0.0]
Couple de l'hélice	$Q \approx 31.3$ kNm à $\lambda=5.8$
Poussée exercée sur l'hélice	$T \approx 62.8$ kN à $\lambda=5.8$
Coefficient de puissance et rendement	$C_p \approx 49.86\%$ à $\lambda=5.8$ $\eta_{hydro} \approx 84.07\%$ à $\lambda=5.8$
Puissance à l'arbre	$P = 48.8$ kW à $\lambda=5.8$

➤ Recherche de la machine électrique optimale

En parallèle la machine électrique optimale du point de vue du rendement global est recherchée. Les contraintes imposées au modèle EM restent identiques à celles imposées au § 3.3.6.1.1. Les effets EM d'extrémité ne sont pas considérés ici.

➤ Machine électrique optimale n°4

Du fait de contraintes dimensionnelles fortes, les caractéristiques de la machine optimale sont identiques à celles trouvées par l'approche séquentielle du § 3.3.6.1.1. On estime son rendement théorique maximal, au point de fonctionnement considéré, égal à $\eta_{elec} \approx 85.6\%$ pour $\lambda_a=5.8$. Le rendement global optimal est estimé à 72.0% contre 71.5% par l'approche séquentielle (machine optimale n°3). Par ailleurs, les nouvelles conditions de fonctionnement nominal (à $\lambda_a=5.8$) sont les suivantes

Tableau 3.3.6.H : Conditions de fonctionnement de la machine n°4 obtenue par une approche couplée

Densité linéique de courant	$A_L = 52.3$ kA/m
Densité surfacique de courant	$J = 1.45$ A/mm ²
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.06$ T
Fréquence électrique	$f_{elec} = 13$ Hz
Pertes Joule	$P_J = 6.93$ kW (dont têtes de bobine : 4.78 kW)
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.072$ kW (dont culasses : 0.016 kW)
Température maximale du Cuivre	$T_c = 45^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 565$ N.m
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.68$

➤ Analyse des résultats obtenus par approches séquentielle et couplée

Les figures ci-dessous permettent de comparer les lois de vrillage $\phi_o(r/R)$ ainsi que les courbes d'évolution du facteur de puissance $C_p(\lambda)$ des deux hélices. On constate que l'hélice obtenue par l'approche séquentielle présente un extremum du coefficient de puissance plus élevé. Par contre, la seconde hélice présente un meilleur coefficient de puissance au-delà d'une certaine vitesse ($\lambda \geq 5$), ce qui est intéressant puisque pour de telles vitesses, le rendement des machines électriques tend logiquement à s'améliorer. Ce résultat montre bien l'intérêt de raisonner à la fois sur les performances de l'hélice et de la machine électrique si on souhaite optimiser les performances globales du système machine / hélice. Notons qu'il serait intéressant de considérer

les paramètres d'hélice k_1 , k_2 , $k_{C_{moy}}$ et k_{Chel} comme autant de variables supplémentaires susceptibles de « creuser un peu plus l'écart » entre les deux résultats.

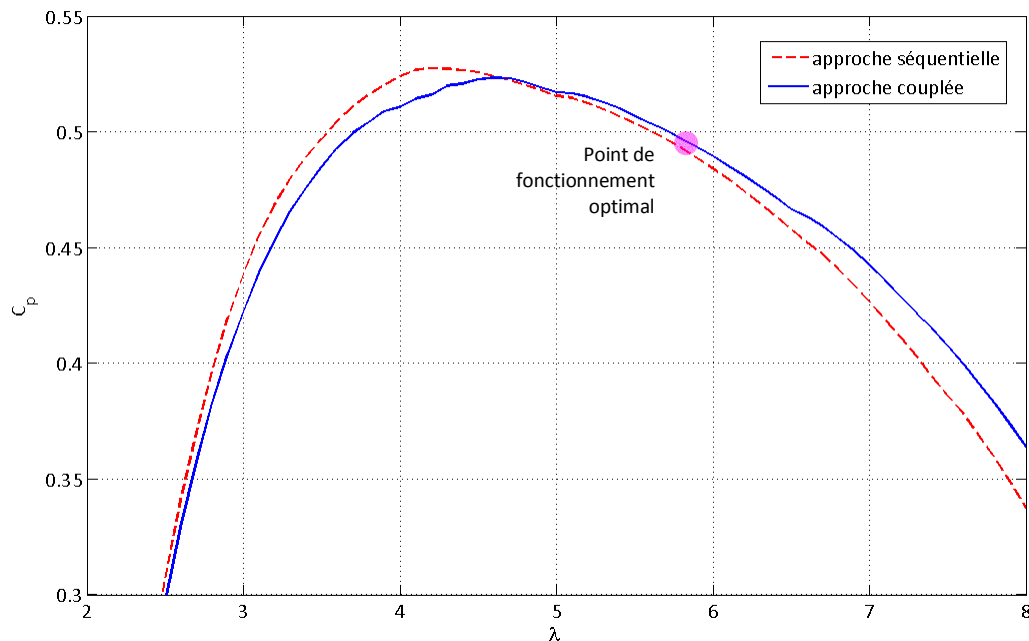


Figure 3.3.6.E : Courbes $C_p(\lambda)$ des hélices obtenues par des approches séquentielle et couplée

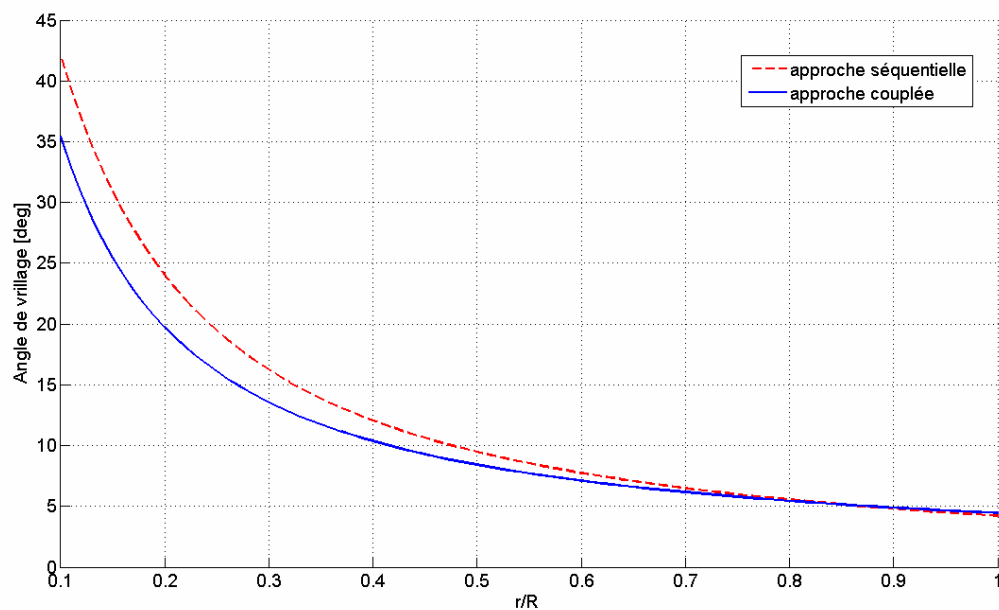


Figure 3.3.6.F : Lois de vrillage $\phi_0(r/R)$ des hélices obtenues par des approches séquentielle et couplée

→ Ainsi, au-delà du fait que le modèle EM permette d'appréhender le point de fonctionnement optimal du système machine / hélice – qui est différent du point optimal de l'hélice seule – nous mettons ici en évidence l'intérêt d'un couplage des modèles hydrodynamique d'hélice et électromagnétique de machine. Une approche couplée permet en effet de sélectionner l'hélice permettant l'obtention d'un rendement global optimal qui n'est pas nécessairement celle présentant la meilleure performance hydrodynamique.

Nous ne présentons ici qu'un exemple parmi d'autres. On pourrait ainsi imaginer renforcer les contraintes sur la géométrie de la machine : nous l'avons vu, les élévations de température des conducteurs restent modestes, ce qui signifie que la longueur active de la machine pourrait être réduite. Une autre approche serait de considérer non plus une machine entière, mais des secteurs de machine uniformément répartis sur la périphérie de l'hélice.

3.3.6.2 Hélice à loi de vrillage variable et loi de corde fixe – Machine à entrefer immergé

L'étude du paragraphe 3.3.6.1 révèle qu'il sera pertinent d'augmenter la vitesse de rotation de l'hélice par rapport à son point de fonctionnement idéal du seul point de vue de l'hydrodynamique d'hélice. Cette manœuvre a pour but de compenser les pertes Joule élevées de la machine électrique aux basses vitesses.

Les machines étudiées au paragraphe 3.3.6.1 sont cependant à entrefer étanche et on peut se demander si ces conclusions resteraient encore valables pour des entrefers immergés. Les résultats du paragraphe 3.3.5 relatifs à un petit hydro-générateur de voilier montrent en effet que les pertes liées aux frottements visqueux, non négligeables sur cet exemple, pouvaient potentiellement imposer une limite haute à la vitesse de rotation.

Nous présentons ci-dessous les résultats d'une optimisation par couplage des modèles hélice / machine à entrefer immergé avec prise en compte des effets EM d'extrémité.

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=10.0m$ optimale du point de vue du rendement global présente les caractéristiques nominales suivantes. A titre de comparaison, on indique à côté les résultats obtenus pour la machine à entrefer étanche. Les hélices, bien que différentes, ont des performances assez comparables.

Tableau 3.3.6.I : Hélice optimale présentant le meilleur rendement global – Solutions à entrefer immergé / étanche

	Machine à entrefer immergé	Machine à entrefer étanche
Vitesse de rotation	$N = 14.1 \text{ tours/min } (\lambda=5.5)$	$N = 14.9 \text{ tours/min } (\lambda=5.8)$
Loi de vrillage $[\lambda_0; \alpha_0; k_0; k_1; k_2]$	$[14.40; -0.65; 1.0; 0.0; 0.0]$	$[14.30; -0.45; 1.0; 0.0; 0.0]$
Couple de l'hélice	$Q \approx 33.6 \text{ kN.m}$	$Q \approx 31.3 \text{ kN.m}$
Poussée exercée sur l'hélice	$T \approx 62.7 \text{ kN}$	$T \approx 62.8 \text{ kN}$
Coefficient de puissance	$C_p \approx 50.83\%$	$C_p \approx 49.86\%$
Puissance à l'arbre	$P = 49.7 \text{ kW}$	$P = 48.8 \text{ kW}$

➤ Recherche de la machine électrique optimale

En parallèle la machine électrique optimale du point de vue du rendement global est recherchée. Les contraintes imposées au modèle EM restent identiques à celles imposées au § 3.3.6.1.1.

➤ Machine électrique optimale n°5

Du fait de contraintes dimensionnelles fortes, les caractéristiques de la machine optimale sont identiques à celles trouvées pour la machine à entrefer étanche du § 3.3.6.1. On estime son rendement théorique maximal, au point de fonctionnement considéré, égal à $\eta_{elec} \approx 81.5\%$ à $\lambda_s=5.5$ contre $\eta_{elec} \approx 85.6\%$ à $\lambda_4=5.8$ pour une machine à entrefer étanche.

Par ailleurs, les conditions de fonctionnement nominal sont les suivantes

Tableau 3.3.6.J : Conditions de fonctionnement des machines n°5 (entrefer immergé) et n°4 (entrefer étanche)

	Machine à entrefer immergé	Machine à entrefer étanche
Densité linéique de courant	$A_L = 54.3 \text{ kA/m}$	$A_L = 52.3 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 1.50 \text{ A/mm}^2$	$J = 1.45 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.06 \text{ T}$	$B_{Rr1} = 0.06 \text{ T}$
Fréquence électrique	$f_{elec} \approx 12 \text{ Hz}$	$f_{elec} \approx 13 \text{ Hz}$
Pertes Joule	$P_J = 7.49 \text{ kW}$	$P_J = 6.93 \text{ kW}$
Pertes Fer	$P_{Fer} = 0.070 \text{ kW}$	$P_{Fer} = 0.072 \text{ kW}$
Température maximale du Cuivre	$T_c = 39^\circ\text{C}$	$T_c = 45^\circ\text{C}$
Couple de détente	$C_{d1} = 565 \text{ N.m}$	$C_{d1} = 565 \text{ N.m}$
Couple visqueux d'entrefer	$C_v = 1106 \text{ N.m}$	-
Coefficient d'encochage	$k_c = 1.02$	$k_c = 1.02$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.68$	$k_{3D} \approx 0.68$

La vitesse de rotation de l'hélice est logiquement réduite d'un ratio $\Delta N/N \approx 5\%$.

Par ailleurs, le rendement global optimal est estimé à 69.8%, que l'on doit comparer au rendement du système à entrefer non immergé estimé à 72.0%.

→ Comme pour l'exemple du paragraphe 3.3.5, on comprend l'importance d'une prise en compte des effets de la viscosité dans l'entrefer pour, d'une part, une estimation réaliste des performances du système et, d'autre part mais dans une moindre mesure, un choix judicieux des paramètres de conception.

3.3.6.3 Prise en compte d'un ensemble de vitesses caractéristiques des cycles de marée

Les systèmes étudiés aux paragraphes 3.3.6.1 et 3.3.6.2 l'ont été pour une unique vitesse de courant. Cette hypothèse est réaliste pour des courants constants, typiquement les courants océaniques tels le Gulf Stream ou bien encore pour les courants de grands fleuves à débit régulier.

Dans le cas de courants de marée, cette hypothèse est moins évidente et ce paragraphe doit nous permettre de mieux cerner les limites d'une telle hypothèse. Pour cela, nous reprenons l'exemple de l'hydrolienne de grand diamètre déjà étudiée aux précédents paragraphes.

La ressource est celle décrite au paragraphe 3.3.1.1 au moyen d'un histogramme issu de données relevées dans le Raz de Sein au cours de l'année 2007 [Sho01]. La valeur moyenne annuelle du courant – exprimé en valeur absolue – est d'environ 1.345 m/s et a été utilisée pour les calculs des précédents paragraphes. Dans ce paragraphe, nous remplaçons cette unique vitesse par un ensemble de vitesses dont les occurrences sur une année sont décrites sur la figure 3.3.6.G ci-dessous. L'ensemble des vitesses, négatives ou positives en fonction du sens de la marée, est ramené à des valeurs absolues.

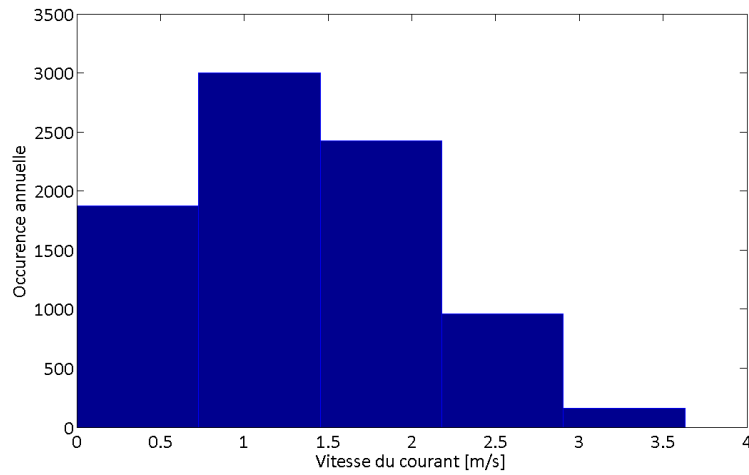


Figure 3.3.6.G : Histogramme des valeurs absolues des vitesses sur $N_v=5$ points - Raz de Sein - année 2007

Les vecteurs Vitesse V_o et Occurrence O_{cc} issus de cet histogramme et utilisés pour les calculs d'optimisation seront les suivants :

$$\bar{V}_o = [0.363, 1.090, 1.816, 2.542, 3.268] \quad (m/s)$$

$$\bar{O}_{cc} = [1872, 3002, 2427, 962, 161] \quad (h)$$

La notion de rendement énergétique hydrodynamique tel que défini au paragraphe 2.2.7 par la formule (40.22) est ici introduite. Nous la rappelons ci-dessous

$$\eta_{energ_hydro}(\bar{\lambda}) = \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_p(V_{ok}, \lambda_k) \cdot O_{cck} \cdot V_{ok}^3 \right) / \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_{pBetz} \cdot O_{cck} \cdot V_{ok}^3 \right)$$

où $\bar{\lambda} = [\lambda_1, \dots, \lambda_k]$ est le vecteur des coefficients de vitesse λ_k associés aux vitesses V_{ok} . Rappelons que C_{pBetz} est la valeur maximale pouvant être atteinte par le coefficient de puissance C_p selon la loi de Betz ($C_{pBetz}=16/27$).

Dans le cas particulier d'une vitesse unique ($N_v=1$), le rendement énergétique hydrodynamique se ramène simplement au rendement hydrodynamique d'hélice tel que défini au paragraphe 2.2.7 par la formule (5.22) et tel que considéré dans les paragraphes 3.3.6.1 et 3.3.6.2.

Si on prend en compte le rendement de la machine électrique, la notion de rendement énergétique global est ici introduite

$$\eta_{energ_global}(\bar{\lambda}) = \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_p(V_{ok}, \lambda_k) \cdot \eta_{elec}(V_{ok}, \lambda_k) \cdot O_{cck} \cdot V_{ok}^3 \right) / \left(\sum_{k=1}^{N_v} C_{pBetz} \cdot O_{cck} \cdot V_{ok}^3 \right)$$

Le principe de fonctionnement considéré est alors le suivant : pour une structure donnée, et pour chaque vitesse caractéristique V_{ok} , on recherche la vitesse de rotation optimale $N_k = \lambda_k \times (60 \cdot V_{ok}) / (\pi D_{hel})$ permettant l'obtention d'un rendement hydrodynamique maximum, si l'hélice seule est considérée, ou d'un rendement global maximum si le système hélice / machine est considéré. Rappelons que ce principe, appelé « Maximum Power Point Tracking » en anglais, est rendu possible dans la mesure où un convertisseur statique est connecté au générateur et permet son contrôle de vitesse en fonction du régime d'écoulement.

3.3.6.3.1 Optimisation séquentielle

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=10.0m$ présentant le rendement énergétique le plus élevé et répondant aux contraintes du cahier des charges du §3.3.1.1 a les caractéristiques suivantes (le rendement énergétique est ici calculé en considérant l'ensemble des vitesses de l'histogramme présenté en figure 3.3.6.G).

Tableau 3.3.6.K : Hélice optimale présentant le meilleur rendement énergétique hydrodynamique ($N_v=5$)

Loi de vrillage $[\lambda_o; \alpha_o; k_0; k_1; k_2]$	$[12.65; 0.00; 1.0; 0.0; 0.0]$
Rendement énergétique	$\eta_{energ. hydro} \approx 89.53\%$

Cette hélice est différente de celle obtenue au paragraphe 3.3.6.1.1 que nous rappelons ci-dessous

Tableau 3.3.6.L : Hélice optimale présentant le meilleur coefficient de puissance ($N_v=1$)

Loi de vrillage $[\lambda_o; \alpha_o; k_0; k_1; k_2]$	$[10.65; 1.15; 1.0; 0.0; 0.0]$
Rendement énergétique	$\eta_{energ. hydro} \approx 89.12\%$

Ces différences s'expliquent par le fait que les courbes $C_p(\lambda)$ dépendent en réalité de la vitesse d'arrivée d'eau. En effet, les coefficients de portance et trainée introduits par la méthode BEM dans les formulations (20.22) et (21.22) dépendent du nombre de Reynolds défini par la formule (21.22), donc de la vitesse d'arrivée d'eau.

➤ Recherche de la machine électrique optimale

A partir de ce résultat d'hélice, la machine électrique optimale du point de vue du rendement énergétique global est recherchée. Les contraintes imposées au modèle EM restent identiques à celles imposées au § 3.3.6.2.

➤ Machine électrique optimale n°6

La machine optimale a les caractéristiques suivantes

Tableau 3.3.6.M : Machine n°6 optimale permettant le meilleur rendement énergétique global (approche séquentielle)

Longueur active	$L = 0.100 m$
Nombre de paires de pôles	$p = 67$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010 m$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.080 m$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.100 m$
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.030 m$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.25$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$

Pour chaque vitesse caractéristique, nous donnons dans le tableau ci-dessous la vitesse de rotation optimale ainsi que les principales conditions de fonctionnement associées :

Tableau 3.3.6.N : Vitesse de rotation optimale et conditions de fonctionnement associées pour chaque vitesse d'eau V_{ok}

Vitesse d'eau	V_{ok} (m/s)	0.363	1.090	1.816	2.542	3.268
Coefficient de vitesse optimal	λ_k	5.2	5.4	5.8	6.3	7.6
Vitesse de rotation optimale	N_k (tours/min)	3.6	11.2	20.1	30.6	47.4
Densité linéique de courant	A_L (kA/m)	4.6	40	100	172	185
Densité surfacique de courant	J (A/mm ²)	0.1	1.1	2.8	4.8	5.1
Fréquence électrique	f_{elec} (Hz)	4	13	22	34	53
Pertes Joule (dont têtes de bob.)	P_J (kW)	0.05 (0.03)	3.6 (2.3)	22 (14)	65.8 (42)	75.6 (49)
Pertes Fer	P_{Fer} (kW)	0.002	0.03	0.26	1.2	2.7
Pertes visqueuses	P_v (kW)	0.03	0.86	4.4	14.8	53
Température maximale	T_c (°C)	30	34	57	109	121
Couple de détente / Couple à l'arbre	C_{d1}/Q	0.15	0.02	$7 \cdot 10^{-3}$	10^{-3}	10^{-3}
Rendement hydro.	η_{hydro} (%)	85,3	86,0	84,1	80,8	67,6
Rendement électrique	η_{elec} (%)	91,6	83,3	77,4	74,1	76,5
Rendement global	$\eta_{hydro, elec}$ (%)	78,1	71,6	65,1	59,9	52,6

Ces résultats permettent de mettre en avant les points suivants :

- Les pertes Joule sont prédominantes par rapport aux pertes Fer. Les valeurs de fréquence électrique et d'induction rotorique sont très faibles et le couple est ici essentiellement créé par le courant au stator.
- Les pertes Joule ont lieu en majorité dans les têtes de bobine : la longueur axiale est en effet très courte.
- Les pertes Joule croissent avec la vitesse d'eau. La puissance à l'arbre varie en effet en V_{ok}^3 ce qui engendre des densités de courant rapidement importantes lorsque V_{ok} croît.
- Les pertes visqueuses d'entrefer sont non négligeables et croissent avec la vitesse d'eau. La vitesse de rotation croît en effet avec la vitesse d'eau.
- Le nombre de pôles optimal est plus élevé qu'au paragraphe 3.3.6.2 où une unique vitesse était considérée. L'idée est ici de réduire les têtes de bobine, donc les pertes Joule, par une augmentation du nombre de paires de pôles. Cependant, une valeur de p trop élevée tend en contrepartie à augmenter les fuites inter-aimants. Une valeur optimale $p=67$ est ici trouvée.
- Les densités de courant et les températures croissent avec la vitesse d'eau : pour de fortes valeurs de courant, la température limite est pratiquement atteinte.
- Le coefficient de vitesse λ optimal croît avec la vitesse d'eau. En effet, afin de limiter les pertes Joule, qui deviennent rapidement conséquentes aux fortes vitesses, il est nécessaire de réduire le couple d'hélice en augmentant la vitesse de rotation, donc le coefficient λ .
- Les rendements optimaux tant hydrodynamique qu'électromagnétique décroissent avec la vitesse d'eau. Comme le montrent les courbes $C_p(\lambda)$ de la figure 3.3.6.H, le rendement hydrodynamique décroît progressivement lorsque la vitesse de rotation augmente trop. Par ailleurs, les pertes Joule augmentent également rapidement avec la vitesse d'eau du fait de densités linéiques de courant rapidement élevées.
- Le couple de détente peut potentiellement empêcher le démarrage de la turbine aux « basses » vitesses

La courbe 3.3.6.H ci-dessous permet de visualiser les cinq points de fonctionnement dans un plan $[C_p-\lambda]$ où sont superposées les cinq courbes $C_p(\lambda, V_{ok})$ de l'hélice optimale. On vérifie que le rendement de l'hélice diminue lorsque la vitesse d'arrivée d'eau augmente car le point optimal est « décalé vers la droite » aux fortes vitesses afin que densités de courant, pertes Joule et températures restent dans des limites acceptables.

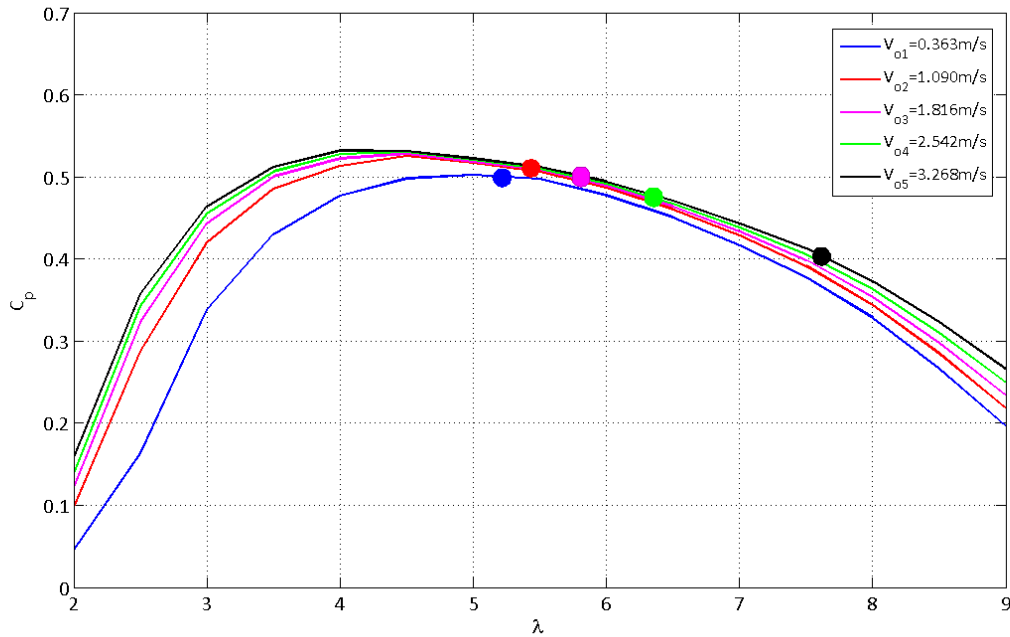


Figure 3.3.6.H : Points de fonctionnement dans un plan $C_p(\lambda)$ de l'hélice obtenue par l'approche séquentielle
La détermination du point de fonctionnement optimal se fait par une prise en compte du rendement global hélice / machine

En complément, la courbe 3.3.6.I ci-dessous permet de visualiser les points de fonctionnement de la machine électrique dans un plan [couple-vitesse de rotation]. On observe que le couple tend progressivement à se stabiliser pour de fortes valeurs de vitesse d'eau. La limite sur le couple est essentiellement liée aux contraintes thermiques sur la machine. Notons cependant que l'approche est simplifiée puisque le modèle thermique utilisé ne prend pas en compte les constantes de temps thermiques de la machine. Hors les vitesses de courant les plus élevées sont également les plus courtes.

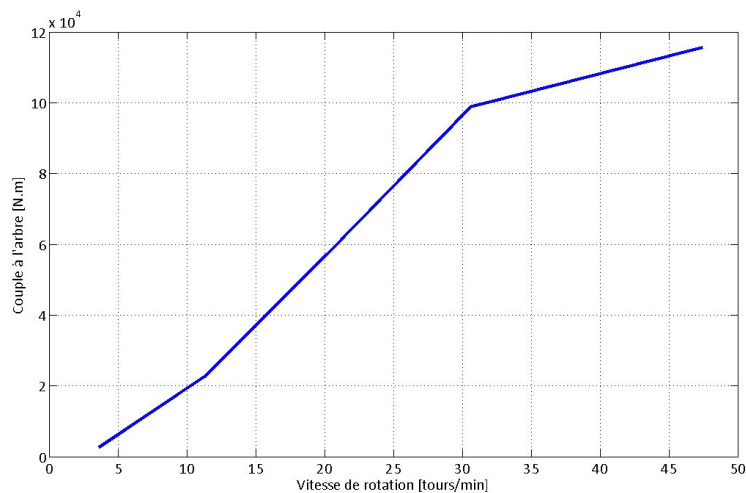


Figure 3.3.6.I : Points de fonctionnement de la machine dans un plan couple-vitesse de rotation (approche séquentielle)
5 points sont ici représentés pour les 5 vitesses caractéristiques d'arrivée d'eau

➤ Rendement énergétique

D'après le modèle, le rendement énergétique global est estimé à $\eta_{\text{energ_global}} \approx 61.9\%$

3.3.6.3.2 Optimisation couplée

Comme au paragraphe 3.3.6.1 on pressent, pour une vitesse V_{ok} donnée, une tendance antagoniste entre les modèles de machine et d'hélice au niveau du choix optimal de la vitesse de rotation N_k du système. Cette tendance tend à s'amplifier pour de fortes valeurs de vitesse d'eau comme le montre la figure 3.3.Y. Le couplage des modèles devrait ainsi permettre de trouver le système le plus pertinent du point de vue du rendement énergétique global.

➤ Optimisation de l'hélice

L'hélice de diamètre $D_{hel}=10.0m$ optimale du point de vue du rendement énergétique globale a les caractéristiques suivantes

Tableau 3.3.6.O : Hélice optimale permettant d'obtenir le meilleur rendement énergétique global

Loi de vrillage $[\lambda_o; \alpha_o; k_0; k_1; k_2]$	$[14.75; 0.00; 1.0; 0.0; 0.0]$
Rendement énergétique	$\eta_{energ_hydro} \approx 87.96\%$

La tendance est ici la même qu'au paragraphe 3.3.6.1 où des hélices présentant des optimums de coefficient de puissance moindres sont privilégiées. En contrepartie, les performances sont légèrement meilleures pour de plus hautes vitesses.

➤ Machine électrique optimale n°7

Du fait de contraintes dimensionnelles fortes, la machine électrique reste quasi-identique à la machine n°6 du précédent paragraphe. Seul le nombre de paires de pôles est réévalué à $p=65$.

➤ Rendement énergétique

Le rendement énergétique global est estimé à $\eta_{energ_global} \approx 62.6\%$. Cette valeur doit être comparée à la précédente valeur de 61.9% obtenue par l'approche séquentielle. Cet écart est similaire à celui déjà constaté au 3.3.6.1.

Nous représentons sur la figure 3.3.6.J les cinq nouveaux points de fonctionnement dans un plan $[C_p-\lambda]$ où sont superposées les cinq courbes $C_p(\lambda, V_{ok})$ de la nouvelle hélice optimale. Ces courbes peuvent être comparées à celles de la figure 3.3.6.H. Pour cela, prenons le cas de la vitesse la plus élevée $V_{o5}=3.268$ m/s : les coefficients de puissance sont à peu près identiques dans les deux cas et valent approximativement $C_p \approx 0.4$. Cependant, dans le second cas, cette valeur est obtenue pour $\lambda \approx 8.2$ contre $\lambda \approx 7.6$ pour la machine n°6 obtenue séquentiellement. Le couple est de fait plus faible pour une même puissance : les pertes Joule sont donc réduites et le rendement EM amélioré. Ainsi, le rendement global pour cette vitesse est de $\approx 52.5\%$ pour la machine n°6 (approche séquentielle) et de $\approx 53.6\%$ pour la machine n°7 (approche couplée).

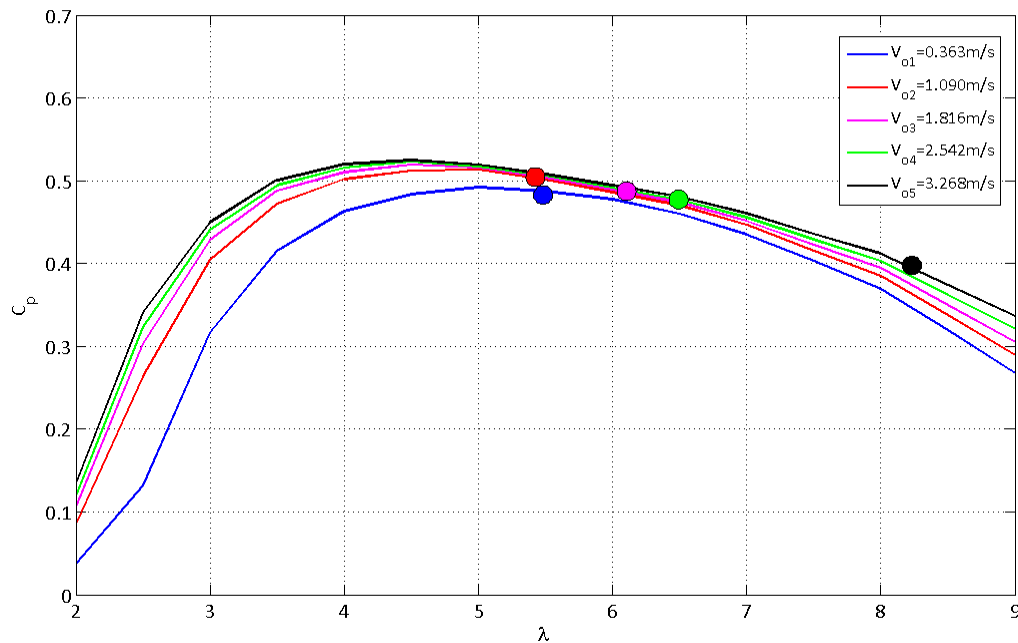


Figure 3.3.6.J : Points de fonctionnement dans un plan $C_p(\lambda)$ de l'hélice obtenue par l'approche couplée

3.3.6.3.3 Conclusion

Il ressort plusieurs points de cette dernière étude de cas.

- En premier lieu on remarque que les solutions optimales obtenues dans le présent paragraphe sont comparables, sans pour autant être identiques, à celles obtenues aux paragraphes 3.3.6.1 et 3.3.6.2 pour lesquels une unique vitesse de courant moyenne a été considérée. Cet aspect peut être intéressant en première approche si on privilégie des temps de calcul rapides.
- Deuxièmement, la résolution d'un problème d'optimisation du rendement énergétique global sous des contraintes dimensionnelles fortes à partir d'une approche couplée peut être intéressante. Le rendement énergétique obtenu est en effet, sur cet exemple, légèrement amélioré par rapport à une approche séquentielle (62.6% contre 61.9%). On notera que seuls deux paramètres géométriques d'hélice étaient variables pour cette étude et on pourrait imaginer augmenter ce nombre afin d'affiner les résultats.
- Troisièmement, on remarque que les vitesses d'arrivée d'eau maximales, qui sont ignorées lorsque seule la vitesse moyenne est considérée, imposent des contraintes fortes à la machine en termes d'échauffements et de saturation des culasses. Les vitesses de rotation optimales associées sont, du point de vue du système hélice/machine, très éloignées de celles à considérer du seul point de vue de l'hélice. Ainsi, plus l'occurrence de ces vitesses sera importante, et plus elles tendront à imposer une contrainte forte sur le choix de l'hélice.
- Finalement, il ressort que le modèle thermique est ici indispensable, contrairement à ce qui aurait pu être imaginé à partir des seuls résultats des précédents paragraphes. En effet, pour des vitesses d'eau élevées, les limites en température peuvent être atteintes. Il est par ailleurs indéniable que la présence d'eau est ici bénéfique au bon refroidissement de l'hydrolienne.

3.4 Conception et fabrication d'un prototype RD à entrefer immergé

En complément des considérations théoriques des paragraphes 3.2 et 3.3, l'idée d'une validation des modèles analytiques proposés au chapitre 2 par des résultats expérimentaux a progressivement vu le jour au cours de ces travaux. Au-delà des modèles, c'est le principe même d'une structure RD que nous souhaitons valider et il a été décidé de mettre en œuvre une structure expérimentale RD de petit diamètre qui permette d'atteindre ces deux objectifs. A l'heure où ce mémoire est rédigé, seules la conception et une partie de la fabrication ont pu être menées. Ces travaux n'en sont pas moins valorisables et nous proposons de les décrire dans ce paragraphe.

3.4.1 Similitudes

Il peut être intéressant d'étudier les performances d'une hydrolienne RD de grand diamètre semblable aux plus grosses turbines actuellement mises en œuvre. Pour cela, nous envisageons le cahier des charges suivant

Tableau 3.4.1.A : Cahier des charges d'hydrolienne de grand diamètre envisagé

Diamètre d'hélice	8 m
Vitesse moyenne des courants	1.5 m/s
Puissance cinétique correspondante	≈ 87 kW
Vitesse crête des courants	3.00 m/s
Puissance cinétique crête	≈ 695 kW

Ne disposant pas de moyens financiers et expérimentaux pour la mise en œuvre d'une telle structure, le choix se porte naturellement sur une maquette à l'échelle réduite 1:ξ permettant la mise en évidence de tout ou partie des phénomènes physiques régissant le fonctionnement de la turbine réelle à l'échelle 1:1.

➤ Prototype à échelle réduite et principe de similitude

En hydrodynamique, il est usuel de transposer les performances observées sur une Maquette à échelle réduite à un système Réel. Pour cela, les équations régissant les phénomènes physiques étudiés sont mises sous une forme permettant la mise en évidence de nombres adimensionnels caractéristiques. Cette opération repose sur le théorème dit de π -Buckingham [Tri01] ou Vaschy-Buckingham [Sac01] selon lequel toute équation physique complète liant p grandeurs E_k de la forme

$$f(E_1, \dots, E_p) = 0 \quad (1.34)$$

peut s'écrire sous une seconde forme

$$F(\pi_1, \dots, \pi_{p-q}) = 0 \quad (2.34)$$

où les $(p-q)$ nombres π_k sont sans dimension et indépendants, q étant le nombre des unités fondamentales (masse, longueur, etc) intervenant dans la première équation. Dans la continuité de ce principe, la théorie des Maquettes [Sac01] stipule qu'il n'est possible de transposer les résultats sur maquette au cas réel que s'il existe, entre les deux systèmes, un certain nombre de similitudes. Ces similitudes sont respectées lorsque les nombres adimensionnels π_k sont conservés.

Dans la suite de ce paragraphe, les indices R et M désigneront respectivement le système Réel à l'échelle 1:1 et la Maquette à l'échelle réduite 1:ξ.

➤ Performances de l'hélice

La connaissance exacte de la poussée et du couple d'hélice nécessite la résolution des équations de Navier et Stokes. Elle conduit à des relations de la forme

$$F(T, V_\infty, n_\alpha, D, h, g, \mu, \rho, p_\infty, g_i) = 0 \quad (3.34)$$

$$G(Q, V_\infty, n_\alpha, D, h, g, \mu, \rho, p_\infty, g_i) = 0 \quad (4.34)$$

avec g_i l'ensemble des paramètres sans dimension caractérisant la géométrie (nombre de pales,...) et

T	poussée	(kg.m.s ⁻²)
Q	couple	(kg.m ² .s ⁻²)
V _o	vitesse d'eau	(m.s ⁻¹)
n _o	vitesse de rotation	(s ⁻¹)
D	diamètre	(m)
h	profondeur d'immersion	(m)
g	gravité	(m.s ⁻²)
μ	viscosité dynamique	(kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)
ρ	masse volumique	(kg.m ⁻³)
p _a	pression locale	(kg.m ⁻¹ .s ⁻²)

En introduisant les nombres adimensionnels suivants

Nombre de Reynolds	$Re = \rho n_o D^2 / \mu$	rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité
Nombre de Froude	$Fr = n_o (D/g)^{1/2}$	caractéristique des effets de la pesanteur
Nombre de cavitation	$\sigma = (p_a - p_v + \rho gh) / (\rho n_o^2 D^2)$	caractéristique des effets de la cavitation

et en appliquant le théorème de Vaschy-Buckingham, les équations sont réduites sous des formes ne faisant intervenir que des nombres adimensionnels

$$T / \rho n_o^2 D^4 = f(\lambda, Re, Fr, h/D, \sigma, g_i) \quad (5.34)$$

$$Q / \rho n_o^2 D^5 = g(\lambda, Re, Fr, h/D, \sigma, g_i) \quad (6.34)$$

avec $\lambda = 2\pi n_o R / V_o$

Ainsi, pour respecter la similitude entre deux hélices de rapport géométrique $\xi = D_R / D_M$, il faudra conserver les nombres adimensionnels λ , Re , Fr , h/D et σ . Dans la pratique, il est impossible de conserver simultanément les nombres de Reynolds et Froude. En effet, le rapport des vitesses n_{oR} / n_{oM} s'écrit

$$\begin{aligned} n_{oR} / n_{oM} &= \xi^{-1/2} && \text{pour une conservation du nombre de Froude} \\ \text{et } n_{oR} / n_{oM} &= \xi^{-2} && \text{pour une conservation du nombre de Reynolds} \end{aligned}$$

Il est usuel de privilégier la conservation du nombre de Froude dans le cas d'hélices de propulsion où les effets de la pesanteur, du fait de la proximité de la surface libre, sont les phénomènes influençant majoritairement les performances de l'hélice. On parle alors de similitude de Froude. Dans le cas d'hydroliennes, plus éloignées de la surface, ce choix peut paraître moins justifié.

Nous faisons néanmoins le choix d'une similitude de Froude pour cet exercice et la conservation du paramètre $\lambda = 2\pi n_o R / V_o$ impose les relations suivantes entre les vitesses d'eau

$$V_{oR} / V_{oM} = \xi^{1/2}$$

Notons que cette relation deviendrait $V_{oR} / V_{oM} = \xi^{-1}$ dans le cas d'une conservation du nombre de Reynolds.

En conservant le ratio d'immersion $h_M / h_R = 1/\xi$, les équations (5.34) et (6.34) permettent de déduire les relations entre les performances du modèle Réel et de la Maquette comme suit

$$\begin{aligned} T_R / T_M &= \xi^3 && \text{pour la poussée} \\ Q_R / Q_M &= \xi^4 && \text{pour le couple} \end{aligned}$$

Le coefficient de puissance C_p tel que défini par la relation (4.22) est lui conservé.

➤ Performances hydrodynamiques dans l'entrefer de la machine électrique

D'après les considérations du paragraphe 2.2.8, si on souhaite une similitude au niveau des phénomènes liés aux frottements visqueux dans l'entrefer, il est nécessaire de conserver plutôt le nombre de Reynolds tel que défini par l'équation (41.22). Cette imposition est cependant incompatible avec la similitude de Froude considérée ici. La maquette étudiée en similitude de Froude ne fera donc pas ressortir les spécificités des phénomènes liés aux frottements visqueux dans l'entrefer de la machine réelle. Néanmoins, pour la suite des raisonnements, si une similitude de Froude est considérée, nous proposons d'utiliser en toute première approximation la relation

$$C_{VR} / C_{VM} \approx \xi^4$$

➤ Performances EM de la machine électrique

Concernant les effets d'ordre électromagnétique, il est possible de dresser une liste des principaux phénomènes d'ordre EM ayant lieu au sein de la machine et représentatifs de ses performances

1- Génération d'une induction d'entrefer par le rotor et d'une f.e.m. à vide

L'équation (38.23) permettant un calcul 2D de la valeur crête de l'induction d'entrefer créée par les aimants est de la forme

$$B_{Rr1}/B_r = f(k_\beta, p, R_{sa}, R_{ra})$$

Si l'ensemble des dimensions de la machine électrique suit une loi homothétique de rapport ξ , alors les paramètres k_β , p , R_{sa} et R_{ra} restent inchangés. Le rapport B_{Rr1}/B_r est ainsi conservé et les phénomènes EM d'entrefer, notamment les fuites inter-aimants, seront logiquement similaires entre les deux machines.

De façon plus générale, deux machines homothétiquement semblables devraient produire au sein de leur entrefer, une répartition semblable de leurs lignes de champ. En première approche, les amplitudes d'induction d'entrefer, notamment en extrémité de machine, sont considérées très proches.

Concernant la f.e.m. à vide E_1 (nous raisonnons uniquement sur le fondamental) elle est, d'après l'équation (17.23), proportionnelle au produit $n_o.L.D.B_{Rr1}$ et ainsi $E_{1R}/E_{1M} = \xi^2 \cdot (n_{oR}/n_{oM})$

soit $E_{1R}/E_{1M} = \xi^{3/2}$

2- Pertes Fer générées par le rotor

D'après l'équation (2.23), l'évolution des pertes Fer volumiques dans les culasses suit une loi en $f_{elec}^{3/2} \langle B_{cul} \rangle_{max}^{2,2}$

Par ailleurs, les fréquences électriques des deux machines sont liées par la relation

$$f_{elecR} / f_{elecM} = n_{oR} / n_{oM}$$

Concernant les inductions de culasse des deux machines, elles sont identiques au même titre que l'induction d'entrefer. Ainsi, en raisonnant de la même façon sur les pertes fer dans les dents, les pertes de la machine réelle sont déduites comme suit

$$P_{FerR}/P_{FerM} = (n_{oR}/n_{oM})^{3/2} \cdot \xi^3$$

soit $P_{FerR}/P_{FerM} = \xi^{9/4}$

On en déduit les couples associés $C_{Fer} = P_{Fer}/2\pi n_o$

soit $C_{FerR}/C_{FerM} = \xi^{11/4}$

Note : ces relations seront correctes uniquement dans la mesure où les fréquences f_{elecR} et f_{elecM} seront toutes deux comprises dans le domaine pour lequel la formulation des pertes Fer est valable. Dans le cas contraire, le phénomène des pertes Fer ne sera pas strictement similaire.

3- Couple électromagnétique moyen

Le couple électromagnétique moyen s'exprime comme

$$\langle C_{em} \rangle = Q - C_v - C_{Fer}$$

avec Q le couple d'hélice, C_v le couple visqueux d'entrefer et C_{Fer} le couple lié aux pertes Fer induites par la rotation du rotor. Ainsi

$$\frac{\langle C_{em} \rangle_R}{\langle C_{em} \rangle_M} \approx \frac{Q_M \cdot \xi^4 - C_{vM} \cdot \xi^4 - C_{FerM} \cdot \xi^{11/4}}{Q_M - C_{vM} - C_{FerM}}$$

Si les pertes Fer sont négligeables devant les pertes visqueuses, il est envisageable de simplifier cette formulation comme suit

$$\frac{\langle C_{em} \rangle_R}{\langle C_{em} \rangle_M} \approx \xi^4$$

4- Densités de courant et pertes Joule

Des précédentes considérations et étant donnée la relation (1.23), la densité de courant du modèle réel est déduite comme suit

$$A_{LR}/A_{LM} \approx \xi$$

Par ailleurs, d'après les relations (6.23) à (9.23), les pertes Joule s'expriment en $(A_L \cdot D)^2 \times (L + l_{tete})/S_c$ et les pertes Joule du modèle réel se déduiront de la relation suivante

$$P_{JR} / P_{JM} = (A_{LR} / A_{LM})^2 \xi$$

soit $P_{JR}/P_{JM} \approx \xi^3$

➤ Performances thermiques de la machine électrique

Une élévation de température est proportionnelle à un produit [Pertes x Résistance thermique] où la résistance thermique évolue suivant l'inverse d'une dimension. En considérant les pertes Joule largement prédominantes – comme c'est le cas dans l'exemple étudié au paragraphe 3.3.6 – on peut considérer que la relation entre les élévations de température de la Maquette et du modèle Réel s'écrit

$$\frac{\Delta T_R}{\Delta T_M} = \left(\frac{P_{JR}}{P_{JM}} \right) \xi^{-1}$$

soit $\Delta T_R / \Delta T_M \approx \xi^2$

3.4.2 Conception d'une maquette

➤ Cahier des charges

Le cahier des charges complet considéré pour la conception de la maquette est le suivant. Il prend notamment en compte les limites imposées par les moyens expérimentaux disponibles. Pour cela, les caractéristiques du bassin à circulation d'eau de l'institut IFREMER à Boulogne sur mer, pressenti pour accueillir les essais de la maquette, ont été considérées [Ifre02].

Les contraintes en termes d'encombrement et de vitesse d'écoulement ont ainsi été choisies comme suit :

Tableau 3.4.2.A : Cahier des charges de la maquette

Diamètre d'hélice à l'échelle 1/ξ	D _{hel} = 0.8m
Vitesse d'eau moyenne dans le bassin d'essais	V _{oM(moy)} ≤ 1.55 m/s

Par ailleurs, un exemple de système réel à l'échelle 1:1 peut être le suivant

Tableau 3.4.2.B : Exemple de cahier des charges d'hydrolienne de grand diamètre

Diamètre d'hélice à l'échelle 1/1	D _{hel} = 8.0m
Vitesse d'arrivée d'eau maximale à l'échelle 1/1	V _{oR(max)} = 3.00 m/s
Vitesse d'arrivée d'eau moyenne à l'échelle 1/1	V _{oR(moy)} = 1.50 m/s

On déduit alors de ce dernier tableau que la vitesse d'eau théorique de la maquette (échelle 1:ξ) doit être

en moyenne	$V_{oM(moy)} = 0.47 \text{ m/s}$	pour une similitude de Froude
	$V_{oM(moy)} = 15.0 \text{ m/s}$	pour une similitude de Reynolds
et au maximum	$V_{oM(max)} = 0.95 \text{ m/s}$	pour une similitude de Froude
	$V_{oM(max)} = 30.0 \text{ m/s}$	pour une similitude de Reynolds

Il ressort que la similitude de Reynolds est difficilement envisageable avec les moyens expérimentaux mis à disposition. Au final, la vitesse d'eau nominale considérée pour le dimensionnement et les essais de la Maquette a été choisie égale à 1.55m/s. Cette vitesse permet de rester proche des conditions de similitude de Froude tout en offrant un niveau de puissance cinétique intéressant pour la turbine.

➤ Recherche d'une solution optimale

- On considère une hélice à profil symétrique NACA0018 telle que décrite au paragraphe 3.3. Bien que moins performante qu'un profil non symétrique, cette solution présente l'avantage de pouvoir être envisagée comme une turbine d'hydrolienne (sa fonction principale) mais également comme une hélice de propulsion.

- La machine électrique présente un bobinage fractionnaire à $S_{pp} = 1.1$ encoche par pôle et par phase destiné, par rapport à un bobinage diamétral, à minimiser le couple de détente. Nous imposons par ailleurs les contraintes géométriques suivantes

Tableau 3.4.2.C : Liste des contraintes imposées au modèle de machine

Epaisseur d'entrefer minimale	$e_{meca(min)}=0.005 \text{ m}$
Epaisseur d'isolant au rotor et au stator	$e_{iso}=0.005 \text{ m}$
Epaisseur de la jante rotor en acier magnétique	$e_l=0 \text{ m}$ et $e_{culr}=0.025 \text{ m}$
Epaisseur d'aimant	$e_a=0.010 \text{ m}$
Ratio max. longueur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_z}=0.20$
Longueur active maximale	$L_{(max)}=0.040 \text{ m}$
Ratio max. épaisseur de tuyère / diamètre hélice	$k_{tuy_r}=0.15$
Coefficient de forme des dents	$R_{dent}=5$
Coefficient de forme des aimants	$R_a=0.4$
Coefficient de remplissage maximal des encoches	$k_{r(max)} = 0.60$
Epaisseur des bords d'encoche	$e_{bec}=0.005 \text{ m}$
Longueur des parties droites des têtes de bobine	$L_{droit}=0.020 \text{ m}$
Tension maximale du bus continu	$V_{DCmax}= 100 \text{ V}$
Fréquence maximale de porteuse	$f_{MLI}= 2 \text{ kHz}$
Induction maximale dans le fer	$B_{fer(max)}=1.4 \text{ T}$
Induction rémanente des aimants (type NdFeB)	$B_r = 1.17 \text{ T}$
Température maximale des conducteurs	$T_{cmax}=130 \text{ °C}$

➤ Résultats d'optimisation couplée

- L'hélice de diamètre $D_{hel}=0.8 \text{ m}$ optimale du point de vue du rendement global présente les caractéristiques nominales suivantes

Tableau 3.4.2.D : Hélice optimale envisagée pour la maquette

Vitesse de rotation optimale	$N = 167 \text{ tours/min}$ (soit $\lambda=4.5$)
Loi de vrillage [λ_0 ; α_0 ; k_0 ; k_1 ; k_2]	[7.05 ; 4.25 ; 1.0 ; 0.0 ; 0.0]
Couple de l'hélice	$Q \approx 26.5 \text{ Nm}$ à $\lambda=4.5$
Poussée exercée sur l'hélice	$T \approx 487 \text{ N}$ à $\lambda=4.5$
Coefficient de puissance et rendement	$C_p \approx 48.2\%$ à $\lambda=4.5$
	$\eta_{hydro} \approx 81.3\%$ à $\lambda=4.5$
Puissance à l'arbre	$P = 462 \text{ W}$ à $\lambda=4.5$

- La machine électrique optimale a, au point de fonctionnement nominal, les caractéristiques suivantes

Tableau 3.4.2.E : Machine électrique optimale envisagée pour la maquette

Longueur active	$L = 0.024 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 15$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010 \text{ m}$
Profondeur des encoches	$p_{enc} = 0.021 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.015 \text{ m}$ (dont $2 \times 0.005 \text{ mm}$ d'isolant)
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.025 \text{ m}$
Proportion des dents	$k_{dent} = 0.35$
Proportion des aimants	$\beta = 0.70$
Rendement EM	83.3%
Rendement total (pertes visqueuses incluses)	73.8%
Densité linéique de courant	$A_l = 5.8 \text{ kA/m}$
Densité surfacique de courant	$J = 0.8 \text{ A/mm}^2$
Induction d'entrefer créée par les aimants	$B_{Rr1} = 0.40 \text{ T}$
Fréquence électrique	$f = 42 \text{ Hz}$
Pertes Joule	$P_J = 42 \text{ W}$
Pertes Fer	$P_{Fer} = 21 \text{ W}$
Température maximale du Cuivre	$T_c = 31^\circ\text{C}$ (avec une eau à $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)
Couple de détente	$C_{d1} = 1.8 \text{ N.m}$
Couple visqueux	$C_v = 3.3 \text{ N.m}$
Coefficient d'effets d'extrémité	$k_{3D} \approx 0.89$

Le rendement énergétique du système hélice / machine au point de fonctionnement considéré est estimé à environ 59.9%, soit une puissance électrique de 340W. La masse des parties tournantes – hélice et rotor électrique – est estimée à 20kg dont 15.4kg pour la partie active et 4.6kg pour l'hélice.

En théorie, ces conditions de fonctionnement permettront d'extrapoler les performances d'une turbine homothétiquement identique et de plus grand diamètre. Prenons par exemple une turbine de diamètre $D_R = 3.0 \text{ m}$, soit un rapport d'échelle $\xi = 3.75$, les conditions de fonctionnement seront, en similitude de Froude

Tableau 3.4.2.F : Conditions de fonctionnement de la turbine réelle en similitude de Froude

Vitesse d'eau	$V_{oR} = 3.0 \text{ m/s}$
Vitesse de rotation	$N_{oR} = 86 \text{ tours/min}$
Coefficient d'avance	$\lambda_R = 4.5$

Les performances théoriquement attendues sur le système Réel seront alors, dans certaines limites, déductibles des essais expérimentaux comme suit

Tableau 3.4.2.G : Extrapolation théorique des performances de la turbine réelle à partir de celles relevées sur la maquette

Grandeur mesurée	Valeur attendue	Remarque
Coefficient de puissance	$C_{pR} = 48.2 \%$	
Couple d'hélice	$Q_R = 5240 \text{ N.m}$	
Couple visqueux d'entrefer	$C_{VR} = ?$	$Re_R \neq Re_M$
Induction d'entrefer	$B_{Rr1R} = 0.40 \text{ T}$	
Fréquence électrique	$f_R = 22 \text{ Hz}$	Etant donné les fréquences mises en jeu, on peut considérer une similitude des pertes Fer
Pertes Fer à vide	$P_{FerR} = 411 \text{ W}$	
Densité linéique de courant	$A_{LR} \approx 21.7 \text{ kA/m}$	Approximation car pertes visqueuses non connues
Pertes Joule	$P_{JR} \approx 2215 \text{ W}$	
Température maximale du Cuivre	$T_c \approx 44^\circ\text{C}$ (avec $T_{eau} = 30^\circ\text{C}$)	
Puissance électrique en sortie	$P_{elec} = ?$	Pertes visqueuses non connues

Nous le savons, les phénomènes hydrodynamiques d'entrefer sont potentiellement pénalisants et ne doivent pas être ignorés. Des réflexions supplémentaires devront être menées pour cerner dans quelle mesure des essais spécifiques doivent être envisagés pour l'étude expérimentale de ces phénomènes.

3.4.3 Solution retenue et débuts de fabrication

➤ Solution retenue

La maquette en cours de réalisation s'intègre dans le cadre d'un projet collaboratif entre l'IRENav et deux partenaires industriels : DCNs et Jeumont Electric. Chaque partie a apporté son savoir-faire pour la conception et la mise en œuvre du système. La conception et la fabrication des pales est assurée par l'IRENav. La machine électrique est conçue par l'IRENav et Jeumont Electric qui est également en charge de la fabrication des parties actives. Les dispositifs de montage, de fixation et de maintien sont conçus et réalisés par DCNs.

Pour des raisons pratiques et pour des aspects liés à la réalisation industrielle du système avec les moyens des partenaires, la machine retenue sera légèrement différente de celle proposée au paragraphe 3.4.2.

La longueur active est notamment plus longue de sorte qu'elle soit du même ordre de grandeur que la corde des pales qui est ici de 0.050m. En effet, au-delà de ses fonctions électromagnétiques, la culasse du rotor fait office de jante de fixation et de maintien des extrémités de pale.

Les principales caractéristiques géométriques de la machine sont données ci-dessous :

Tableau 3.4.3.A : Principales caractéristiques de la maquette retenue

Longueur active	$L = 0.040 \text{ m}$
Nombre de paires de pôles	$p = 20$
Epaisseur des aimants	$e_a = 0.010 \text{ m}$
Epaisseur d'entrefer	$e = 0.015 \text{ m}$ (dont $2 \times 0.005 \text{ mm}$ d'isolant)
Epaisseur des culasses	$e_{cul} = 0.025 \text{ m}$
Proportion des aimants	$\beta = 0.495$

Nous profitons de ce paragraphe pour présenter ci-dessous quelques éléments sur les premiers retours d'expérience concernant la conception et la fabrication du système.

➤ Usinage des pâles

L'usinage des pales a été réalisé au centre Arts et Métiers de Lille grâce à une machine 5 axes sur des blocs d'Acier inoxydable. La figure 3.4.3.A ci-dessous donne une vue de ces éléments. La masse d'une pale est d'environ 1kg.



Figure 3.4.3.A : Une des 5 pales en cours d'usinage – source IRENav

➤ Imprégnation des parties actives

L'enrobage des parties actives a été réalisé grâce à une résine adaptée et présentant plusieurs avantages : rigidité, résistance aux chocs, résistance thermique, isolation électrique et résistance chimique. Il est notamment possible de mouler avec ce matériau des pièces de grandes dimensions comme c'est ici le cas. La figure 3.4.3.B permet de visualiser les trois phases de réalisation du rotor électrique : usinage et assemblage de la culasse

électromagnétique, dépose et collage des aimants permanents, surmoulage des parties actives sensibles à la corrosion.

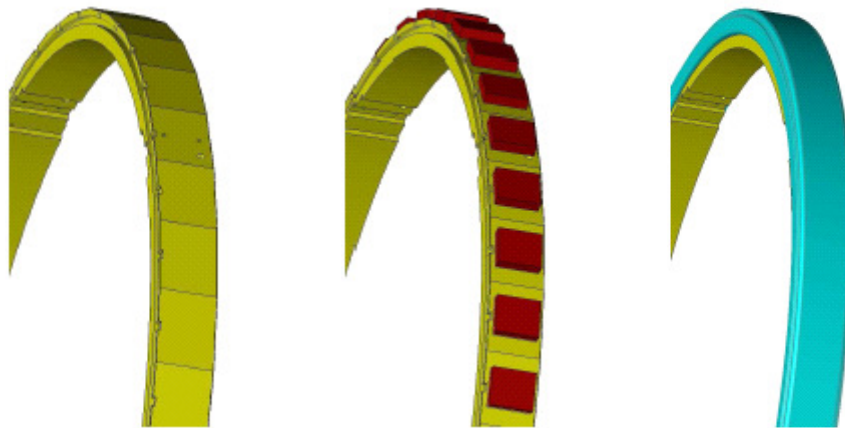


Figure 3.4.3.B : Les trois phases de réalisation du rotor électrique – source DCNs

La figure 3.4.3.C ci-dessous présente une vue du procédé de surmoulage (à gauche) et du rotor partiellement démoulé (à droite). Cette opération a été réalisée par Jeumont Electric au cours du mois de Septembre 2010.

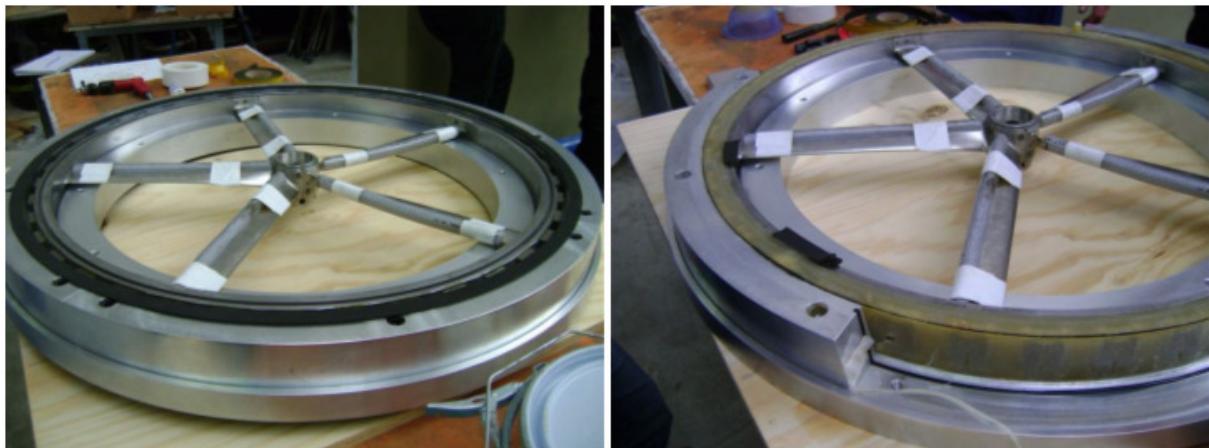


Figure 3.4.3.C : Procédé de surmoulage du rotor avant et après application de la résine - source Jeumont Electric

➤ Assemblage des pâles

Le principe d'assemblage des pales dans l'alésage du rotor électrique est illustré par la figure 3.4.3.D. Les extrémités d'hélice sont prévues pour s'emboîter dans la jante en acier. Chaque pale est fixée au moyen de deux vis qui sont introduites par la face intérieure de la jante.

➤ Structure

Comme l'illustre la figure 3.4.3.E, le rotor est maintenu par son moyeu. Les pales ont donc, au-delà de leur rôle principal de conversion d'énergie hydro-mécanique, une fonction de maintien structurel de l'ensemble des parties tournantes. Pour cette maquette, l'épaisseur a été choisie égale à 18% de la corde, elle-même égale à $1/8^{\text{ème}}$ du rayon d'hélice.

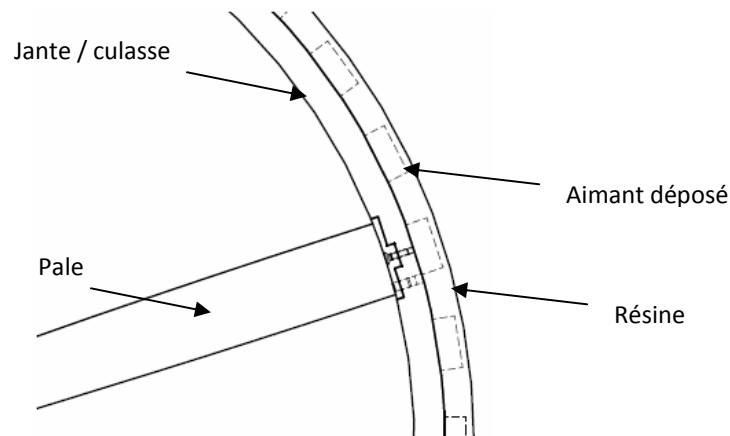


Figure 3.4.3.D : Principe d'assemblage des pales au rotor électrique – source DCNs



Figure 3.4.3.E : Vue CAO de l'ensemble de la maquette – source DCNs

3.4.4 Perspectives

Dans la continuité de cette phase de fabrication, des essais seront menés.

- Dans un premier temps, des essais en bassin permettront de mesurer les performances hydrodynamique, électromagnétique et thermique de la maquette sous différentes conditions. Pour cela, un variateur de vitesse pouvant fonctionner dans les quatre quadrants sera utilisé. Il sera possible de tester le système sous différentes vitesses de rotation, pour une vitesse d'eau donnée, ce qui permettra une excursion sur une large gamme de coefficients de vitesse λ , voire même d'inverser le sens du couple afin de passer d'un fonctionnement générateur à moteur. Ces mesures permettront de confronter les résultats expérimentaux aux calculs issus des modèles analytiques. L'idée sera de cerner la précision des modèles et d'envisager de futurs axes d'amélioration.
- Dans un second temps, des essais en mer permettront de vérifier le bon comportement du système dans un environnement marin réel. Nous citons une liste non exhaustive de points importants qui seront surveillés : résistance aux agressions de l'eau de mer, développement éventuel de micro-organismes, fatigue mécanique.

CONCLUSION

La compréhension exhaustive d'un problème à caractère multi-physique n'est pas toujours chose aisée. Ce constat s'applique à la présente étude où autant de conclusions ont été émises que de perspectives d'amélioration soulevées. Le fil directeur de ces travaux était de modéliser et d'étudier les spécificités d'une structure particulière – les ensembles hélices / machines à entraînement circonférentiel – par une approche multi-physique couplée. Une première étape de modélisation a ainsi été mise en place. Elle nous a permis de mettre en évidence un certain nombre de résultats relatifs, d'une part, aux performances des structures à entraînement circonférentiel et, d'autre part, à la pertinence de la modélisation elle-même. Nous souhaitons que ces premiers résultats puissent aider les concepteurs dans leurs réflexions futures.

Ainsi, au cours de ces travaux, nous avons pu mettre en place un environnement de conception multi-physique d'un ensemble hélice / machine à entraînement circonférentiel. Cet environnement original comprend un couplage de modèles analytiques et semi analytiques permettant la prise en compte des phénomènes électromagnétique, hydrodynamiques et thermiques au sein de ce type de système. Ces modèles abordent des aspects spécifiques aux systèmes à entraînement circonférentiel tels que les phénomènes de fuites magnétiques liées à la faible longueur axiale de certaines machines, les pertes par frottement visqueux associées à l'écoulement d'eau dans l'entrefer ou encore l'évacuation de chaleur par un entrefer immergé. Ces différents modèles ont été totalement ou partiellement validés et les hypothèses qui conditionnent leur validité discutées.

L'utilisation de ces modèles dans le cadre d'une démarche de conception systématique nous a alors permis de mettre en évidence un certain nombre de tendances et de résultats concernant les systèmes à entraînement circonférentiel et leur emploi pour des cahiers des charges de propulsion navale et de récupération d'énergie. En second lieu, cela nous a permis de juger, dans une certaine mesure, de la pertinence d'une telle approche de dimensionnement global par rapport à une approche plus classique où les différents éléments du système, ici la machine et l'hélice, sont généralement pré dimensionnés séparément.

Nous résumons ci-dessous les principaux points mis en évidence à partir des études de cas présentées dans ce document.

- L'optimisation du seul rendement EM de la machine met en évidence une structure optimale pour laquelle pertes Fer et Joule tendent à s'équilibrer. Elle se révèle cependant irréaliste si des contraintes supplémentaires sur la masse ou le volume ne sont pas prises en compte. Les rendements EM, théoriquement très bons sans contrainte dimensionnelle particulière, peuvent alors se dégrader dans des proportions non négligeables si ces contraintes deviennent trop fortes. C'est le constat qui est fait dans le cas de l'exemple du dimensionnement d'une hydrolienne RD de grand diamètre.
- Concernant la pertinence du couplage des modèles d'hélice et de machine, sans prise en compte des effets visqueux dans un premier temps, les conclusions sont variables en fonction des objectifs et des contraintes imposées.

Ainsi, dans le cas d'une optimisation du seul rendement global sans contrainte dimensionnelle particulière, les machines électriques ont des rendements théoriques très bons et il ressort que l'hélice impose très majoritairement le choix du diamètre, du couple et de la vitesse de rotation du système.

Par contre, si on s'intéresse à l'optimisation de la masse du système, sous contrainte d'un rendement minimal, on révèle dans certains cas comme celui d'un propulseur de forte puissance une plus forte pertinence d'une approche couplée du problème. Sur cet exemple, un certain nombre de solutions d'hélices convient et le choix de la solution optimale est imposé par le modèle électromagnétique qui favorise la machine dont le rotor est le plus léger. Une étude équivalente portant cette fois sur des

propulseurs de faible puissance montre que les précédents résultats ne sont pas systématiquement généralisables et dépendent en fait du cahier des charges considéré.

Dans certains cas, le modèle électromagnétique impose des contraintes fortes sur la vitesse de rotation qui est considérée trop élevée du point de vue de la fréquence électrique. La recherche de la solution optimale doit se faire par la prise en compte simultanée des modèles d'hélice et de machine. C'est ce qui est constaté pour le dimensionnement d'un petit hydro-générateur de voilier. Il est par ailleurs démontré, pour ce cas précis, qu'une augmentation de l'épaisseur de tuyère pourrait théoriquement diminuer les contraintes imposées sur la vitesse de rotation de l'hélice.

Finalement, lorsque les contraintes dimensionnelles imposées sont fortes comme dans le cas d'une hydrolienne en mer de grand diamètre, le couplage des modèles de machine et d'hélice présente un réel intérêt à partir du moment où on souhaite appréhender les conditions de fonctionnement du système hélice / machine. La machine impose en effet des pertes EM telles que la vitesse de rotation optimale du système se différencie de la vitesse optimale de l'hélice seule. Par ailleurs, cet exemple permet clairement d'identifier la nécessité d'une prise en compte des effets EM d'extrémité pour ces machines en forme d'anneau. Finalement, l'approche couplée permet de sélectionner finement l'hélice permettant l'obtention d'un rendement global optimal. Cette hélice n'est alors pas nécessairement celle présentant la meilleure performance hydrodynamique.

- Les résultats obtenus sur un exemple de propulseur RD de forte puissance et à entrefer immergé montrent qu'il est indispensable de prendre en compte les effets de la viscosité de l'eau dans l'entrefer dans le cadre d'une optimisation du rendement global du système. Les pertes visqueuses et électromagnétiques sont en effet dans ce cas de niveaux équivalents mais présentent des effets antagonistes sur les performances du système.

Les calculs mettent en évidence l'importance d'une prise en compte des effets visqueux d'entrefer pour le choix des paramètres EM et, potentiellement sous certaines conditions, pour le choix des paramètres d'hélice dans plusieurs cas d'étude. Ces conclusions restent cependant à nuancer dans la mesure où le manque de précision du modèle hydrodynamique utilisé est très clairement identifié. Une réelle perspective de futurs travaux d'investigation est ici mise en évidence.

Une modélisation thermique des effets convectifs de l'eau dans l'entrefer d'une structure RD est par ailleurs importante car complémentaire à la modélisation des frottements visqueux. Elle permet la prise en compte de solutions qui, en théorie, ne sont valables qu'avec un entrefer immergé.

- Concernant la comparaison de structures RD et POD, on note que la structure RD subit globalement des contraintes d'encombrement moins fortes que la structure POD qui tend à être plus chaude et à subir des pertes EM plus élevées. Du point de vue du rendement EM, il apparaît ainsi plus naturel de chercher à placer les parties actives de la machine en périphérie d'hélice et dans une fine tuyère plutôt que dans une nacelle située à l'avant ou à l'arrière de l'hélice. Dans cette même logique, nous constatons que l'intérêt d'une modélisation couplée est plus net dans le cas d'une technologie en nacelle de type POD. Le deuxième constat est que, du point de vue de la masse optimale des parties tournantes, une structure RD de forte puissance est nettement plus légère qu'une technologie en nacelle de type POD.
- En dernier lieu, l'exercice d'optimisation du rendement énergétique global d'une hydrolienne de grand diamètre est réalisé à partir d'un histogramme de courants de marée à la place d'une unique valeur moyenne. On note que la solution optimale obtenue, bien que différente, est comparable à celle obtenue à partir d'une unique vitesse moyenne. A nouveau, la résolution d'un problème d'optimisation du rendement énergétique global sous des contraintes dimensionnelles fortes à partir d'une approche couplée peut être intéressante comparativement à une approche séquentielle. Par ailleurs, on remarque que les vitesses d'arrivée d'eau maximales, qui sont ignorées lorsque seule la vitesse moyenne est considérée, imposent des densités de courant importantes au sein de la machine. Il s'agit d'une contrainte forte se traduisant par des échauffements importants dans les conducteurs et des niveaux d'induction importants dans les culasses. Il ressort ainsi que le modèle thermique est ici indispensable, contrairement à ce qui aurait pu être imaginé à partir de la prise en compte d'une seule vitesse moyenne.

En parallèle de ces résultats, nous dressons ci-dessous une liste des voies d'approfondissement à envisager pour de futurs travaux.

- Premièrement, les travaux portant sur l'optimisation du rendement d'un propulseur de forte puissance à entrefer immergé n'ont pu être finalisés. Nous pressentons néanmoins l'importance d'un couplage des modèles hydrodynamique d'hélice et d'entrefer qui, étant donné le niveau des pertes visqueuses, peut aboutir au choix d'une vitesse de rotation optimale différente de celle trouvée par une approche séquentielle.

De manière générale, des travaux tant théoriques qu'expérimentaux seront nécessaires si on souhaite une modélisation plus fine des phénomènes liés aux frottements visqueux d'entrefer. Nous le pressentons, ces phénomènes peuvent influencer considérablement la géométrie optimale de la machine et de l'hélice.

- Deuxièmement, concernant la tuyère même de la structure étudiée, il semble nécessaire de modéliser plus finement ses effets sur les performances du système tant dans le cas d'une propulsion de navire que dans le cas d'un hydro-générateur de voilier. Dans le premier cas, la tuyère apporte semble-t-il un effet bénéfique par un apport de poussée complémentaire : ce point reste à approfondir. Dans le cas de l'hydro-générateur, il reste à comprendre la nature des effets de la tuyère sur les performances du voilier.
- Troisièmement, cette fois-ci plutôt en amont du système, la modélisation du convertisseur électrique alimentant la machine apparaît indispensable et complémentaire au modèle EM de machine. Les notions de pouvoir de coupure et de pertes par conduction comme par commutation seront intégrées et permettront, entre autre, un choix plus pertinent des niveaux de tension, courant et fréquence électrique en sortie de machine.
- Quatrièmement, du point de vue de la mécanique de l'ensemble, il sera important de modéliser les déformations du rotor. Il est en effet délicat de choisir de manière éclairée l'épaisseur du profil des pâles sans une prise en compte des déformations qu'elles subiront. Il en est de même des déformations de l'anneau rotorique qui subira la poussée des extrémités d'hélice et engendrera une déformation de l'entrefer qui ne pourra plus être considéré uniforme. La prise en compte de cet aspect permettra de choisir un entrefer mécanique plus réaliste. On pourra ainsi envisager d'étendre le présent couplage à la mécanique des milieux continus où le calcul des déformés sera fait en fonction des efforts hydrodynamiques et électromagnétiques.

De manière générale, le choix de l'entrefer minimal dans le processus d'optimisation a été un choix délicat car nécessitant la prise en compte de déformations d'origines diverses non modélisées : forces centrifuges, forces d'attraction magnétique, dilatation thermique, etc.

- Cinquièmement, comme nous l'avons déjà mentionné dans cet ouvrage, la prise en compte d'un unique point de fonctionnement, notamment dans les exemples de propulsion, est relativement forte bien qu'admissible en premier lieu. Il sera néanmoins intéressant de chercher à affiner les cahiers des charges par une prise en compte plus fine du parcours du navire sous la forme d'un profil de charge intégrant un ensemble de triplets *Vitesse de Navire – Résistance à l'avancement – Durée*.

Sous une telle approche, il sera intéressant d'aborder les notions de defluxage, survitesse ou surcouple, notamment dans le cas de cahiers des charges de navires possédant des points de charges très différents tels que chalutiers, brise-glace, remorqueurs, etc.

Dans cette même logique, une modélisation plus fine des échanges thermiques intégrant les évolutions transitoires des températures lors de points de charge de courte durée sera un axe d'amélioration du modèle thermique.

- Sixièmement, la méthode d'optimisation utilisée pour ces travaux n'est pas suffisamment pertinente et une méthode adaptée à un problème d'optimisation sous contraintes non linéaires doit être mise en forme afin d'améliorer des temps de calculs considérés encore trop longs.

Une voie d'amélioration alternative consistera à alléger certains aspects de la modélisation qui peuvent s'avérer secondaires en fonction des cas considérés : températures maximales, coefficient d'encoche, couple de détente, effets d'extrémité, conditions de désaimantation, etc.

- Finalement, il peut être pertinent de réévaluer certaines contraintes du problème d'optimisation. Par exemple il est envisageable d'utiliser des matériaux magnétiques capables de fonctionner à des fréquences électriques élevées de 400Hz ou plus. Cela permettrait de repousser des contraintes très fortes qui sont

relevées dans certains exemples comme celui de l'hydro générateur de voilier. Une modélisation appropriée des pertes fer correspondantes devra alors être ajoutée au présent modèle électromagnétique.

Les modèles présentés dans ce document sont jugés de précision raisonnable. Cette considération s'appuie sur des validations par des calculs numériques et sur les lectures de références bibliographiques traitant de sujets équivalents. Il n'en reste pas moins que ces modèles devront être confrontés aux résultats expérimentaux d'ordre hydrodynamique, électromagnétique et thermique qui seront relevés au cours de l'année 2011 sur la maquette expérimentale développée dans le cadre des présents travaux. Cette prochaine étape, très attendue, sera sans nul doute riche d'expérience.

ANNEXES

-
- A. Coefficients α_{lm} et γ_{lm} d'une hélice carénée de la série Ka
 - B. Principe de recherche des coefficients d'induction $a(r)$ et $b(r)$
 - C. Evolution des coefficients de portance et traînée d'un profil NACA 0018 en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds local
 - D. Equations supplémentaires associées au modèle électromagnétique
 - E. Modélisation thermique 2D : système matriciel
 - D. Constantes physiques de l'air et de l'eau
 - G. Explications sur la loi de vrillage adoptée au paragraphe 3.3.
-

A. Coefficients α_{lm} et γ_{lm} d'une hélice carénée de la série Ka

- Coefficients α_{lm}

	m=0	m=1	m=2	m=3
l=0	0.03055	-0.148687	0	-0.391137
l=1	0	-0.432612	0	0
l=2	0.667657	0	0.2851	
l=3	0	-0.172529	0	0
l=4	0	0	0	0
l=5	0	0	0	0
l=6	0	-0.017283	0	0

- Coefficients γ_{lm}

	m=0	m=1	m=2	m=3	m=4
l=0	0.006735	0	-0.016306	0	-0.007244
l=1	0	0	-0.024012	0	0
l=2	0	0	0.005193	0	0
l=3	0.046605	0	0	0	0
l=4	-0.007366	0	0	0	0
l=5	0	0	0	0	0
l=6	-0.00173	-0.000337	0.000861	0	0

B. Principe de recherche des coefficients d'induction $a(r)$ et $b(r)$

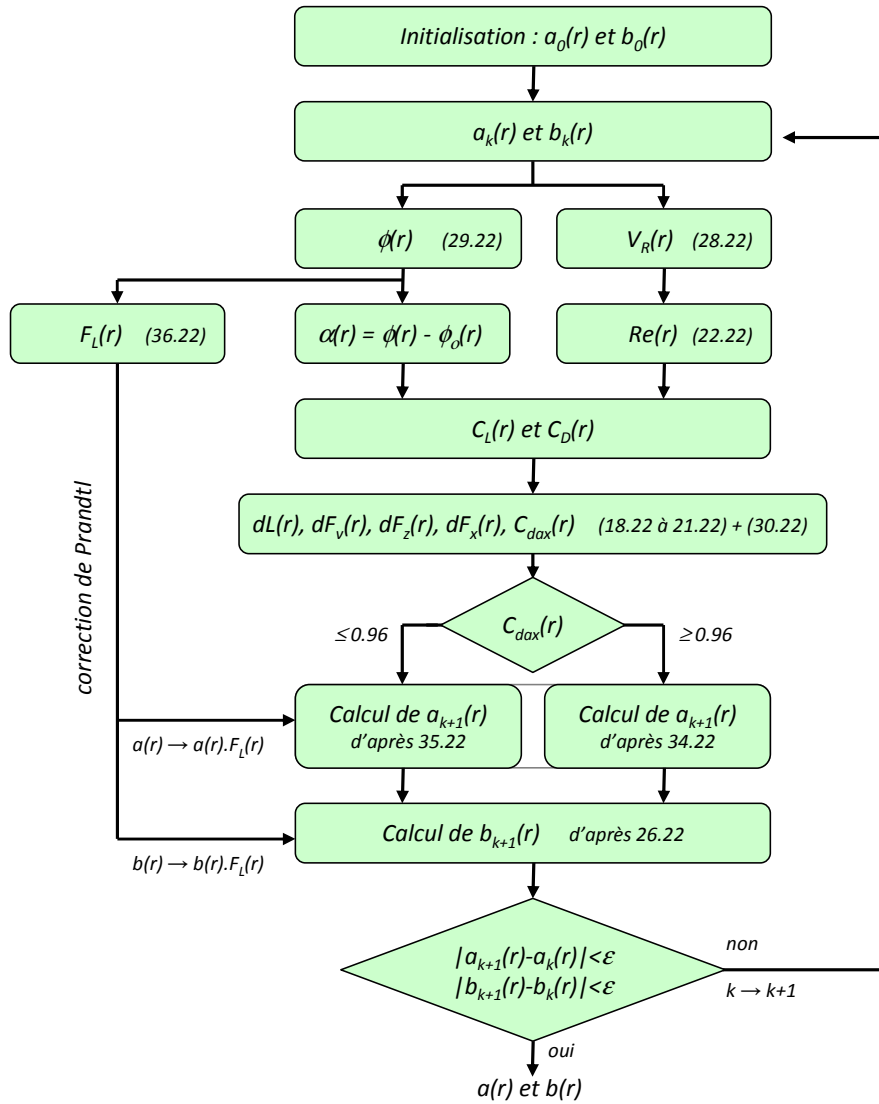


Fig. A : Principe de recherche des coefficients d'induction

C. Evolution des coefficients de portance et traînée d'un profil NACA 0018 en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds local

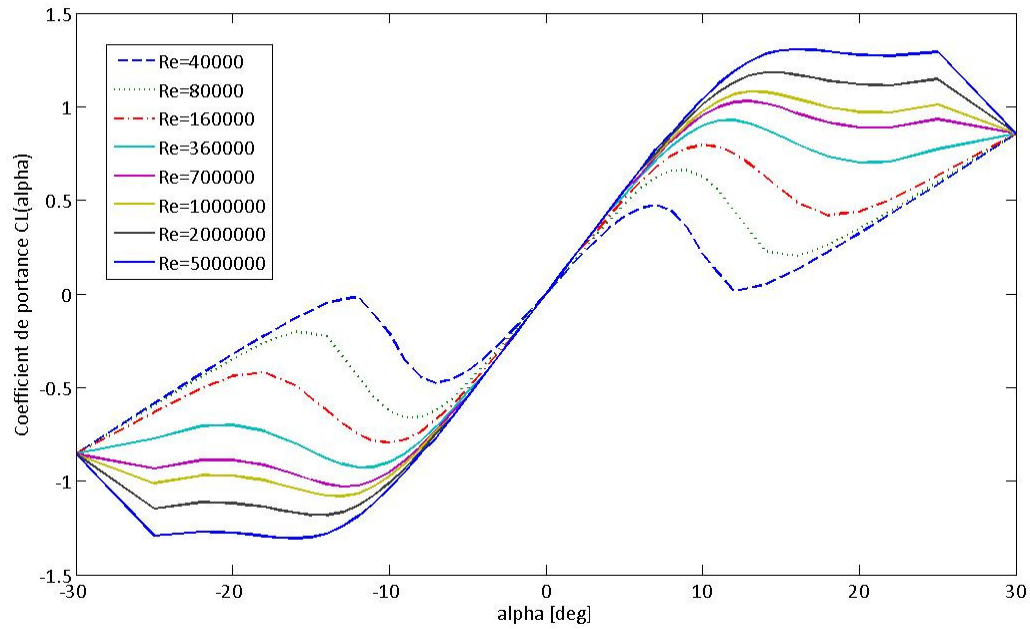


Fig. B : Evolution du coefficient de portance d'un profil NACA 0018 en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds local

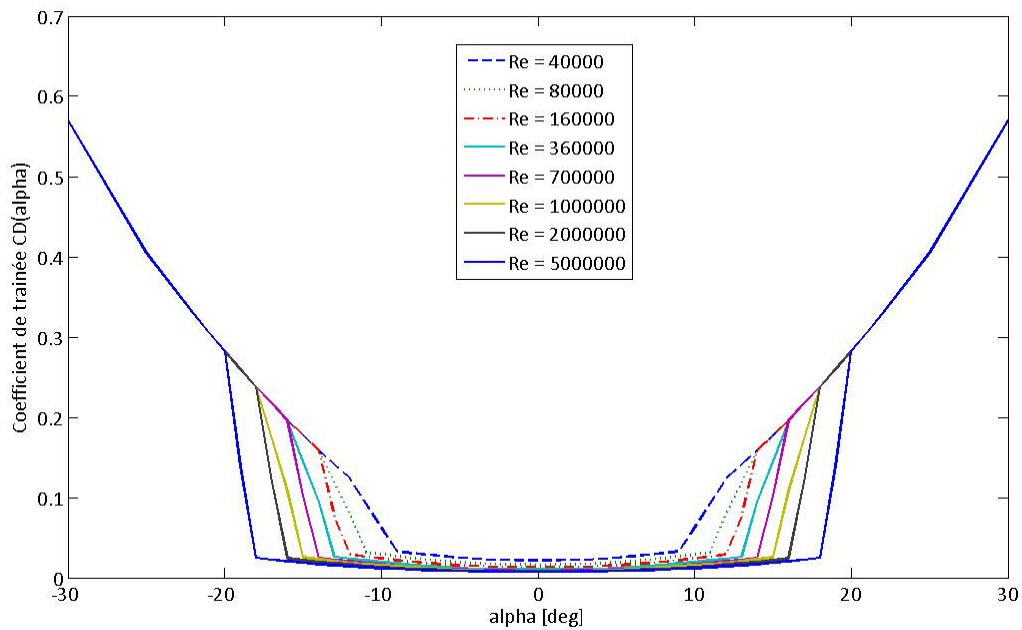


Fig. C : Evolution du coefficient de traînée d'un profil NACA 0018 en fonction de l'angle d'attaque et du nombre de Reynolds local

D. Equations supplémentaires associées au modèle électromagnétique

➤ Induction d'entrefer (sous hypothèses 1D) dans une machine sans encoche

En faisant l'hypothèse de lignes de champ exclusivement radiales, l'induction d'entrefer créée par le rotor s'écrit classiquement, à partir du théorème d'Ampère :

$$B_R(r, \theta) = B_r(e_a / \mu_a) / (e_a / \mu_a + e') \quad \text{en face des aimants} \quad (64.23)$$

$$B_R(r, \theta) = 0 \quad \text{sinon} \quad (65.23)$$

avec $e' = k_c \cdot e + (k_c - 1) \cdot (e_a / \mu_a)$ l'entrefer aimant / stator effectif (66.23)
 e l'entrefer aimant / stator
 e_a l'épaisseur d'aimant
 k_c le coefficient d'encoche détaillé plus bas

On en déduit la valeur crête de la composante radiale du fondamental de l'induction en surface du stator

$$\hat{B}_{Rr1} = B_r(k_\beta / k_c)(e_a / \mu_a) / e_\mu \quad (67.23)$$

avec $k_\beta = (4 / \pi) \sin(\beta \pi / 2)$ (68.23)

et $e_\mu = e + e_a / \mu_a$ l'entrefer magnétique (69.23)

➤ Coefficient d'encoche k_c

Bien que l'effet des encoches sur la valeur de l'induction d'entrefer soit secondaire pour des machines à grand entrefer magnétique (comme c'est le cas dans cette étude), des formulations simples et de précision raisonnable permettent la prise en compte de la présence des encoches. Des formulations différentes, en fonction de l'épaisseur d'entrefer magnétique, sont considérées

$$k_c = \left[1 - \frac{l_{is}}{p_d} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \left(\arctan\left(\frac{l_{is}}{2e_\mu}\right) - \frac{e_\mu}{l_{is}} \cdot \ln\left(1 + \left(\frac{l_{is}}{2e_\mu}\right)^2\right) \right) \right]^{-1} \quad \text{pour un entrefer mince [Zhu02]} \quad (70.23)$$

$$k_c = 1 + \frac{p_d}{2\pi \cdot e_\mu} \cdot \left(\left(1 + \frac{l_{is}}{p_d}\right) \cdot \ln\left(1 + \frac{l_{is}}{p_d}\right) - \left(1 - \frac{l_{is}}{p_d}\right) \cdot \ln\left(1 - \frac{l_{is}}{p_d}\right) \right) \quad \text{pour un entrefer épais [Mat01]} \quad (71.23)$$

avec p_d le pas dentaire donné par la formule (73.23)

l_{is} la largeur d'un bec d'encoche donné par la formule (74.23)

L'entrefer est considéré mince si $e_\mu / p_d \ll 1$ et épais si $e_\mu / p_d \gg 1$. La valeur du ratio e_μ / p_d limitant ces deux domaines dépend du ratio l_{is} / p_d et, d'après les données fournies par [Mat01], peut être évaluée, avec une précision correcte, comme

$$e_\mu / p_d = 0.51385 - 0.01385 \cdot e^{l_{is} / (0.3 \cdot p_d)} \quad (72.23)$$

Note : c'est la seconde formulation de k_c qui sera essentiellement utilisée dans cette étude où les machines présentent des entrefers mécaniques épais. Par ailleurs, Les aimants et les couches isolantes permettant de protéger les parties actives de la corrosion viennent augmenter substantiellement l'entrefer magnétique.

➤ Expression du pas dentaire et de la largeur d'isthme

Les relations suivantes sont issues d'une simple déduction géométrique

$$p_d = \pi D / (6 p_{S_{pp}}) \quad (73.23)$$

$$l_{is} = p_{ouv}(1 - k_{dent}) p_d \quad (74.23)$$

➤ Relation entre densités de courant linéique et surfacique

Les densités de courant efficace linéique A_L et surfacique J sont liées par la relation suivante

$$A_L / J = p_{enc} k_r (1 - k_{dent}) \quad (75.23)$$

➤ Coefficient de bobinage

On se limite ici au calcul du coefficient de bobinage relatif au fondamental de l'induction. Rappelons que ces coefficients traduisent, pour chaque harmonique, la manière dont les bobinages du stator filtrent le flux magnétique produit par le rotor. Ainsi

- Pour le bobinage diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase, le coefficient de bobinage du 1^{er} harmonique vaut $k_{b1}=1$. Ce résultat est immédiat puisque chaque bobine brasse le flux du rotor sur une largeur de pas polaire.

- Pour le bobinage concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pole/phase, le coefficient de bobinage du 1^{er} harmonique vaut, d'après [Cro01], $k_{b1}=0.866$.

Note : de manière générale, les coefficients de bobinage s'écrivent comme le produit d'un coefficient de raccourcissement par un coefficient de distribution [Scu02]. Les coefficients de bobinages concentrés triphasés quelconques sont calculés dans [Cro01].

➤ Induction moyenne dans les culasses

On fait ici l'hypothèse de lignes de champ radiales et se rebouclant intégralement par les culasses : il n'y a donc pas de fuite dans l'entrefer et les ondes d'induction sont vues comme des créneaux.

- Si on ne considère que l'effet des aimants, alors le flux moyen généré sur une largeur polaire s'écrit

$$\phi_a = \frac{\hat{B}_{Rr1}}{k_\beta} \times \frac{L\beta\pi D}{2p}$$

Par conservation du flux, on en déduit la valeur de l'induction moyenne dans la culasse de section ($L.e_{cul}$)

$$\langle B_{cul} \rangle_a = \frac{\hat{B}_{Rr1}\beta\pi D}{4k_\beta p e_{cul}} \quad (76.23)$$

- Considérons un bobinage diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase. Si on ne considère que l'effet d'induit, le flux moyen généré sur une largeur polaire vaut, en 1^{ère} approximation, en supposant une phase alimentée par le courant nominal I_n et les deux autres phases par un courant $-I_n/2$

$$\phi_b = \frac{4}{3} \times \frac{\mu_o}{2k_c e_\mu} \times (\sqrt{2} N_{ce} I_n) \times \frac{L\pi D}{2p}$$

avec $N_{ce} I_n = \frac{A_L \pi D}{6p}$

Ainsi, par conservation du flux, on en déduit la valeur de l'induction moyenne dans la culasse de section ($L.e_{cul}$)

$$\langle B_{cul} \rangle_b = \frac{\sqrt{2}\mu_o A_L (\pi D)^2}{36k_c e_\mu e_{cul} p^2} \quad (77.23)$$

Le niveau d'induction maximum $\langle B_{cul} \rangle_{max}$ susceptible d'être rencontré dans les culasses dépend des 2 valeurs calculées ci-dessus mais également de l'angle électrique ψ . En effet, si $\psi=0[\pi]$, il est raisonnable de considérer les effets des 2 champs séparément. A l'opposé, si $\psi=\pi/2$, le champ maximal à considérer dans les culasses sera $\langle B_{cul} \rangle_a + \langle B_{cul} \rangle_b$. C'est ce deuxième cas qui nous apparaît comme le plus contraignant et que nous retiendrons pour le dimensionnement.

- Pour un bobinage concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pole/phase, le niveau d'induction moyen dans la culasse sera théoriquement proche de celui formulé pour le bobinage diamétral. Ainsi, au stade d'un pré dimensionnement, nous jugeons réaliste de conserver la formule (77.23).

➤ Induction moyenne dans les dents

- Dans la même logique que les précédents calculs, si on ne considère que l'effet des aimants, alors l'induction moyenne dans les dents s'écrit logiquement

$$\langle B_{dent} \rangle_a = \frac{\hat{B}_{Rr1}}{k_\beta k_{dent}} \quad (78.23)$$

- Considérons un bobinage diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase. Si on ne considère que l'effet d'induit, le champ moyen créé par le bobinage dans une dent de section $Lk_{dent}\pi D/(6p)$ vaut, en 1^{ère} approximation

$$\langle B_{dent} \rangle_b = \frac{\sqrt{2}\mu_o A_L \pi D}{9k_c e_\mu p k_{dent}} \quad (79.23)$$

Afin de déterminer le niveau d'induction maximal $\langle B_{dent} \rangle_{max}$ susceptible d'être rencontré dans les dents, il est préférable de sommer les deux termes calculés ci-dessus.

$$\langle B_{dent} \rangle_{max} = \langle B_{dent} \rangle_a + \langle B_{dent} \rangle_b \quad (80.23)$$

- Pour un bobinage concentré à $S_{pp}=1/2$ encoche/pole/phase, le niveau d'induction moyen sera théoriquement proche de celui formulé pour le bobinage diamétral. Nous conserverons la formulation (79.23) pour ce bobinage.

➤ Champ magnétique minimal dans les aimants

Il s'agit ici d'estimer la valeur minimale $H_{a(min)}$ atteinte par le champ magnétique dans les aimants sous l'effet de l'induit. Cela nous permettra d'estimer la capacité des aimants à ne pas se désaimanter.

Pour cela, on se place dans un cas pessimiste où les champs stator / rotor sont opposés et le courant égal à k_i fois le courant nominal I_n . En considère un bobinage triphasé diamétral à $S_{pp}=1$ encoche/pole/phase et on fait l'hypothèse de lignes de champ se rebouclant exclusivement par le fer. Ainsi, à partir du théorème d'Ampère appliqué sur la boucle d'intégration représentée en figure 2.3.N, le champ magnétique minimal au sein des aimants s'écrit

$$H_{a(min)} = \frac{-fmm_I - 2B_r \cdot e' / \mu_o}{2\mu_o e_\mu} \quad (81.23)$$

où, dans le pire cas, $fmm_I = 2N_{ce} k_i I_n \sqrt{2}$

soit $fmm_I = \sqrt{2} k_i A_L \pi D / (3p)$

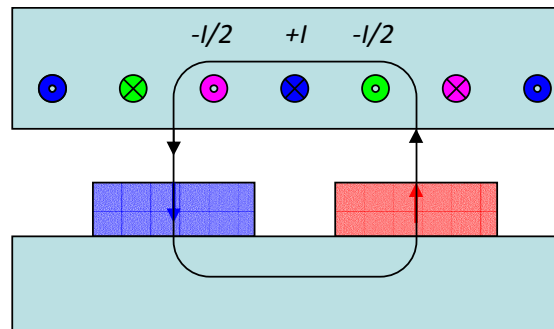


Fig. D : Boucle d'intégration considérée pour le calcul du champ magnétique minimal dans les aimants. On considère ici le pire cas où les champs statorique et rotorique sont opposés.

ce qui permet de déduire l'expression du champ magnétique

$$H_{a(min)} = - \frac{k_i A_L \pi D / (3\sqrt{2}p) + B_r \cdot e' / \mu_o}{\mu_o e_\mu} \quad (82.23)$$

Pour un bobinage concentré à 1/2 encoche/pole/phase, la répartition du champ magnétique d'induit sera différente de celle créée par un bobinage diamétral. La valeur maximale susceptible d'entraîner une démagnétisation des aimants restera cependant proche de celle créée par un bobinage diamétral, bien que légèrement supérieure. Nous proposons donc, au stade d'un pré dimensionnement, de conserver la formulation (82.23) pour ce type de bobinage.

➤ **Masses des culasses et des dents**

Les masses s'expriment, en 1^{ère} approximation, comme suit

$$M_{cul} = m_{fer} \cdot e_{culs} \pi (D + 2e_{bec} + 2p_{enc} + e_{culs}) L \quad (83.23)$$

$$M_{dent} = m_{fer} \cdot L \pi (p_{enc} k_{dent} (D + 2e_{bec} + p_{enc}) + e_{bec} (1 - p_{ouv}) (1 - k_{dent}) (D + e_{bec})) \quad (84.23)$$

E. Modélisation thermique 2D : système matriciel

$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & -R_{\alpha 1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_{\beta 1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{\gamma 1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_{\beta \gamma 1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R_t \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -R_{\alpha 2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_{\beta 2} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{\gamma 2} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & R_{\beta \gamma 2} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 T_{c\alpha\beta 1} \\
 T_{c\beta\gamma 1} \\
 T_{\alpha\beta 1} \\
 T_{\beta\gamma 1} \\
 \phi_{\alpha 1} \\
 \phi_{\beta 1} \\
 \phi_{\gamma 1} \\
 \phi_{\delta 1} \\
 T_{c\alpha\beta 2} \\
 T_{c\beta\gamma 2} \\
 T_{\alpha\beta 2} \\
 T_{\beta\gamma 2} \\
 \phi_{\alpha 2} \\
 \phi_{\beta 2} \\
 \phi_{\gamma 2} \\
 \phi_{\delta 2} \\
 \phi_{\delta}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 T_{eau} \\
 0 \\
 T_{eau} \\
 -R_{\alpha\beta 1}P_{\alpha\beta 1} \\
 0 \\
 P_{\beta\gamma 1} \\
 0 \\
 P_{\alpha\beta 1} \\
 0 \\
 T_{eau} \\
 0 \\
 T_{eau} \\
 -R_{\alpha\beta 2}P_{\alpha\beta 2} \\
 0 \\
 P_{\beta\gamma 2} \\
 0 \\
 P_{\alpha\beta 2}
 \end{bmatrix}$$

F. Constantes physiques de l'air et de l'eau

Constantes physiques à une température de 40°C				
			Air (P=1Pa)	Eau
Masse volumique	ρ	kg.m^{-3}	1.1128	992.3
Viscosité dynamique	μ	10^{-6}Pa.s	19.02	655
Viscosité cinématique	ν	$10^{-6}\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	17.09	0.66
Conductivité thermique	λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	0.027	0.634
Capacité thermique massique	C_p	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	1006	4167
Nombre de Prandtl	Pr	-	0.709	4.31

G. Explications sur la loi de vrillage adoptée au paragraphe 3.3

En chaque section de pôle, l'angle d'attaque α est un paramètre très important, puisque les coefficients de portance C_L et traînée C_D , permettant de déduire les valeurs des forces de portance et traînée, en dépendent directement. La figure G ci-dessous représente l'évolution de ces coefficients en fonction de α pour des conditions de Reynolds données (ici, $Re=3.6.10^5$) et pour un profil donné (ici, le NACA 0018).

Ainsi, pour chaque section de pôle en r/R , il existe un angle d'attaque optimal qui permettra d'obtenir un rendement local optimal. En premier lieu, il est recommandé de se centrer sur un angle α_o correspondant au point où le ratio C_L/C_D , appelé finesse, est maximum. La figure H illustre cet aspect.

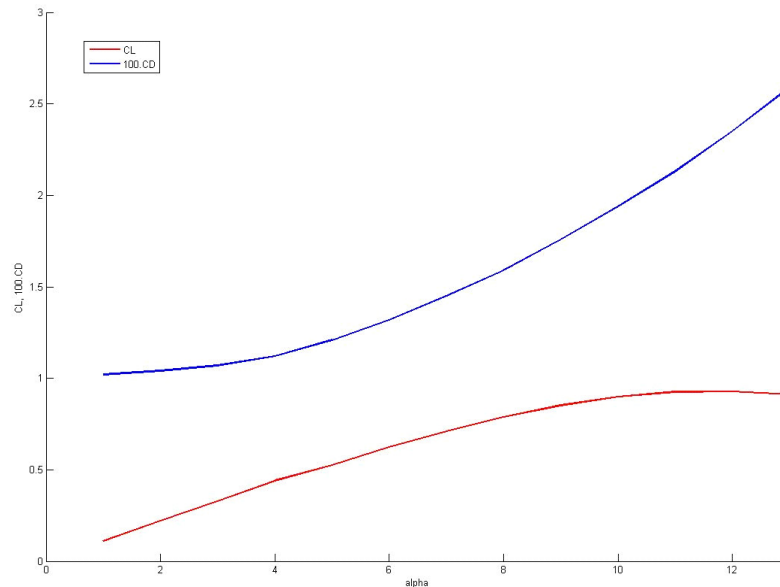


Fig. E : Évolution des coefficients C_L et C_D en fonction de l'angle d'incidence α compris entre 0 et 13°

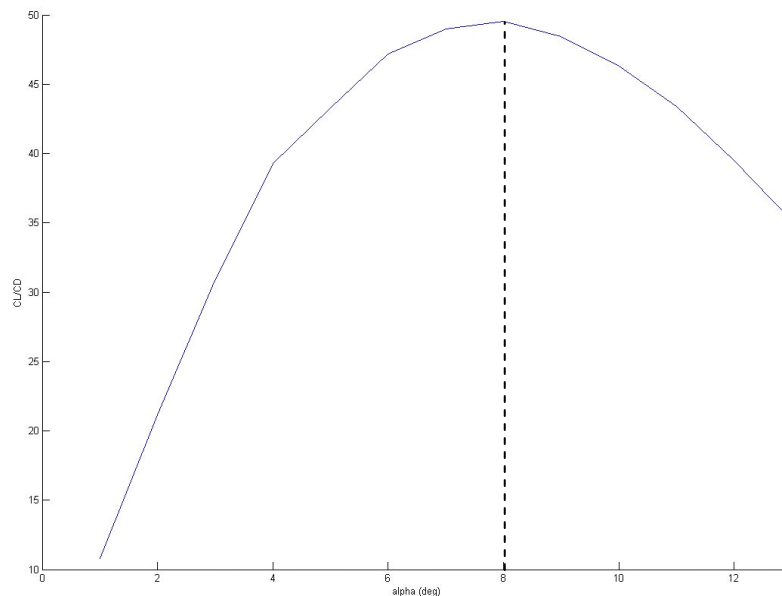


Fig. F : Évolution de la finesse C_L/C_D en fonction de l'angle d'incidence α compris entre 0 et 13°

Idéalement, nous aurons donc, pour chaque section de pâle, un angle d'attaque $\alpha(r/R)$ proche de α_o . Par ailleurs, l'angle d'attaque peut s'exprimer en fonction de l'angle de vrillage $\phi_o(r/R)$ et de l'angle $\phi(r/R)$ issu du triangle des vitesses (voir figure 2.2.5.B) :

$$\alpha(r/R) = \phi(r/R) - \phi_o(r/R)$$

Soit encore, d'après (29.22)

$$\alpha(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{V_o \cdot (1 - a(r/R))}{\Omega r (1 + b(r/R))} \right) - \phi_o(r/R)$$

On peut donc en déduire une loi de vrillage pertinente du point de vue du rendement :

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{V_o \cdot (1 - a(r/R))}{\Omega r (1 + b(r/R))} \right) - \alpha_o$$

Si on suppose la vitesse de l'eau V_o , la vitesse de rotation Ω et le rayon R fixés, et en introduisant le nombre adimensionnel $\lambda_o = \Omega R / V_o$, typiquement compris entre 1 et 7, on peut exprimer cette loi sous la forme

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_o \cdot r/R} \frac{(1 - a(r/R))}{(1 + b(r/R))} \right) - \alpha_o$$

Le problème est que les coefficients d'induction $a(r/R)$ et $b(r/R)$ ne sont pas connus au début d'une étude et qu'une hypothèse sur la valeur de $(1-a)/(1+b)$ doit être faite. On peut, dans un 1^{er} temps, supposer les coefficients a et b suffisamment proches de zéro pour que l'on puisse faire l'approximation $(1-a)/(1+b) \approx 1$. **La loi de vrillage se réduit alors à la formule suivante, utilisée classiquement pour le pré dimensionnement des hélices.**

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_o \cdot r/R} \right) - \alpha_o$$

Les paramètres α_o et λ_o sont alors les 2 seules variables permettant d'ajuster la loi de vrillage de façon à optimiser, de manière fine, le rendement de l'hélice ou éventuellement un autre critère. Dans un second temps, de manière à avoir plus de liberté dans le choix de la loi de vrillage, il est possible de prendre en compte les coefficients d'induction a et b qui peuvent prendre des valeurs typiquement comprises entre 0 et 0,5. On se propose ainsi d'introduire une fonction $f(r/R)$ polynomiale en r/R de degré n telle que

$$\phi_o(r/R) = \tan^{-1} \left(\frac{f(r/R)}{\lambda_o \cdot r/R} \right) - \alpha_o$$

Cette loi polynomiale est définie par n coefficients $[k_0, k_1, \dots, k_n]$ et représente une prédiction de la fonction $(1 - a(r/R))/(1 + b(r/R))$ qui n'est pas connue au début du problème. Le problème d'optimisation reviendra donc à rechercher les coefficients de la loi polynomiale ainsi que l'angle α_o et le coefficient λ_o qui donneront une loi de vrillage optimale en terme de rendement ou de masse du système.

Des études préliminaires permettent de penser qu'une expression polynomiale de degré 2 devrait représenter un bon compromis entre la rapidité et la sensibilité du modèle.

BIBLIOGRAPHIE

- [Ako01] G. Akoun, J.P. Yonnet, 3D analytical calculation of the forces exerted between two cuboidal magnets, IEEE Transactions on magnetics, Volume 20, Issue 5, September 1984.
- [And01] Hydronews, Magazine d'Andritz Hydro, n°16, Octobre 2009.
- [Ans01] Ansoft, Maxwell 3D, Electromagnetic and Electromechanical Analysis, Version 12, User's Guide, REV 3.0, 14 February 2008.
- [Auc01] Max Aucher, Hélices Marines, Techniques de l'ingénieur, B4360, 10 Février 1996.
- [Aug01] P. A. Normand, La genèse de l'hélice propulsive, Revue d'histoire des sciences et de leurs applications, Volume 17, Numéro 3, pp 275-279, 1964.
- [Bab01] A. Babarit et H. Mouslim. Searev, Système électrique autonome de récupération de l'énergie des vagues, Techniques de l'ingénieur, IN96, 10 Août 2008.
- [Bab02] A. Babarit, Le système électrique autonome de récupération de l'énergie des vagues, Images de la physique 2008, publication CNRS, pp. 55-58, 2008.
- [Bah01] A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin, W.M.J. Batten, Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank, Renewable Energy, Volume 32, Issue 3, pp. 407–426, March 2007.
- [B&V01] Black & Veatch Consulting Ltd, Phase II, UK Tidal Stream Energy Resource Assessment, Technical Report 107799/D/2200/03, Carbon Trust, London, July 2005.
- [Bar01] P. Barret, Machines électriques : théorie et mise en œuvre, Les cours de l'Ecole Supérieure d'Electricité, Technosup, Supelec, Ellipses, 2002.
- [Bas01] B.A. Bassham, An evaluation of electric motors for ship propulsion, Master's Thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, California, June 2003.
- [Bat01] W.M.J. Batten, A.S. Bahaj, A.F. Molland, J.R. Chaplin, Hydrodynamics of marine current turbines, Renewable Energy, Volume 31, Issue 2, pp. 249-256, February 2006.
- [Bej01] A. Bejan, Convection heat transfer, 2nd edition, J. Wiley, 1995.
- [Be01] S.E. Ben Elghali, M.E.H. Benbouzid, J.F. Charpentier, Marine tidal current electric power generation technology, state of the art and current status, IEMDC'07, Antalya, Turkey, May 3-5 2007.
- [Ben01] H. Ben Ahmed, N. Bernard, G. Feld et B. Multon, Machines synchrones, Principes généraux et structures, Techniques de l'ingénieur, D3520, 10 Août 2005.
- [Bert01] Y. Bertin, Refroidissement des machines électriques tournantes, Techniques de l'ingénieur, D3460, 10 Mai 1999.
- [Ber01] F. Bernot, Machines à courant continu, Constitution et fonctionnement, Techniques de l'ingénieur, D3555, 10 Mai 1999.
- [Ber02] F. Bernot, Machines à courant continu, Construction, Techniques de l'ingénieur D3556, 10 Mai 1999.
- [Bern01] N. Bernard, Machine synchrone : de la boucle ouverte à l'autopilotage, Revue 3EI, n°30, pp. 24-39, Septembre 2002.
- [Bla01] B. Van Blarcom, J. Hanhinen and F. Mewis, The Commercial Rim-Driven Permanent Magnet Motor Propulsor Pod, Ship Production Symposium, Boston MA, USA, pp. 25-26, Sept. 2002.
- [Bou01] A. Bouscayrol, Ph. Delarue, E. Semail, Modélisation et commande des systèmes énergétiques par Représentation Énergétique Macroscopique (REM), L2EP, Elements de Cours, 2005.
- [Car01] J. Carlton, Marine Propellers and Propulsion, B&H, Elsevier, 2nd edition, 2007.
- [Cau01] P. Cauneau, Le démonstrateur du concept de navire tout électrique (ESTD) ou comment deux administrations navales ont procédé pour maîtriser les risques du concept du navire de guerre tout électrique, REE N°3, pp. 38-45, Mars 2006.
- [Ces01] Des énergies marines en Bretagne : à nous de jouer! Rapport du Conseil économique et social de Bretagne, Mars 2009.
- [Cha01] J.P. Chaignot, V. Sekula, Propulsion électrique sur les bâtiments de projection et de commandement Mistral et Tonnerre et les nouveaux méthaniers : principaux avantages pour ces navires et pour les armateurs, REE N°3, pp. 33-37, Mars 2006.

- [Che01] B. Cheron, Transferts thermiques, Résumé de cours, Problèmes corrigés, Universités Physiques, Ellipses, 1999.
- [Cie01] J.G. Ciezki, R.W. Ashton and T. Fikse, A Survey of AC Drive Propulsion Options, 3rd Naval Symposium on Electric Machines, Philadelphia, PA, December 4-7 2000.
- [Cle01] Site internet du fabricant d'hydrolienne Clean Current, <http://www.cleancurrent.com/>, dernière visite Septembre 2010.
- [Cro01] J. Cros, P. Viarouge, Synthesis of high performance PM motors with concentrated windings, IEEE transactions on energy conversion, Volume 17, N°2, pp 248-253, June 2002.
- [Dro01] L. Drouen, F. Scuiller, J.F. Charpentier, E. Semail, S. Clenet, Modèle analytique de pré dimensionnement de machines lentes à aimants de grand diamètre et à grand nombre de pôles, colloque EF'2007, Toulouse, France, 6-7 Septembre 2007.
- [Dro02] L. Drouen, J.F. Charpentier, E. Semail, S. Clenet, Modèle analytique intégrant des effets d'extrémité pour le pré dimensionnement de machines à aimants courtes et à grand entrefer, colloque EF'2009, Compiègne, France, 24-25 Septembre 2009.
- [Dub01] M.R. Dubois, H. Polinder, Study of TFPM machines with toothed rotor applied to direct-drive generators for wind turbines, Nordic Countries Power & Industrial Electronics Conference, NORPIE 04, Trondheim, Norway, June 2004.
- [Dur01] E. Durand, Electrostatique et magnétostatique, Masson Editeur, 2ème trimestre 1953.
- [Eri01] T. Ericson, N. Hingorani, and Y. Khersonsky, Power Electronics and Future Marine Electrical Systems, IEEE transactions on industry applications, Volume 42, N° 1, January/February 2006.
- [Esh01] European Small Hydropower Association, Petite Hydroelectricité, Guide technique pour la réalisation de projets, 2005.
- [Fil01] G. Filliau, A. Bondu, L. Mazodier, Le Navire Tout Electrique, Etat de l'art des composants, Techniques de l'ingénieur, D5615, 10 Fév. 2001.
- [Fil02] G. Filliau, A. Bondu, L. Mazodier, Le Navire Tout Electrique, Evolutions et systèmes de conduite, Techniques de l'ingénieur, D5620, 10 Fév. 2001.
- [Fil03] G. Filliau, A. Bondu, L. Mazodier, Le Navire Tout Electrique, Propulsion et production d'énergie, Techniques de l'ingénieur D5610, 10 Nov. 2001.
- [Flu01] G. Flury, E. Leleu, P. Manuelle, J-C Mercier, F. Terrien, A new step in high power electrical propulsion systems with PWM converters and large induction motors, All Electric Ship, AES 2005, Versailles, France, October 2005.
- [Fog01] A. Foggia, Méthode de calcul des inductances de fuite, Techniques de l'Ingénieur, D3440, 10 Février 1999.
- [Gam01] B. B. Gamble, S. Kalsi, G. Snitchler, D. Madura, and R. Howard, The status of HTS motors, Power Engineering Society Summer Meeting, Volume 1, IEEE, pp. 270-274, 2002.
- [Gra01] A. Grauers, Design of direct-driven permanent-magnet generators for wind turbines, Ph.D. dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 1996.
- [Gre01] G. Grellet, Pertes dans les machines tournantes, Techniques de l'ingénieur, D3450, 10 Décembre 1989.
- [Gre02] G. Grellet, Les pertes dans les machines électriques et les incidences constructives, Recueil d'articles des Journées Electrotechniques du club EEA, Construction de machines électriques, Belfort, 25-26 Mars 1993.
- [Greh01] S. Grehant, Contribution à l'étude de moteurs à flux transverse, Thèse de Doctorat, INPG, Grenoble, France, soutenue le 12 Décembre 2003.
- [Ha01] L.F. Harza, Hydromotive Unit, Patent 1362304, 1920.
- [Ha02] L.F. Harza, Hydraulic Turbine, Patent 1485186, 1924.
- [Ha03] L.F. Harza, Hydraulic Power Station, Patent 1493154, 1924.
- [Ha04] L.F. Harza, Hydraulic Unit, Patent 1562556, 1925.
- [Har01] Hars, Kranert and Sass, Elektrisch angetriebener schiffschraube, Patent EP111908, 1983.
- [Har02] Hars, Kranert and Wilk, Unterwasserschraubenpropeller, Patent EP115045, 1983.
- [Har03] Hars, Kranert and Billerbeck, Schiffsintegrierter, Patent EP124720, 1984.
- [Has01] F.R. Haselton. Submarine hydrodynamic control system, Patent US3101066, 1963.
- [Ham01] K. Hameyer, J. Driesen, H. De gerssem and R. Belmans, The Classification of Coupled Field problems, IEEE Transactions on Magnetics, Volume 35, N°3, May 1999.
- [Hem01] G. Hemery, Alternateurs lents de grande puissance, La Revue 3EI, N°40, pp 19-26, Mars 2005.
- [Hen01] J.R. Hendershot, T.J. Miller, Design of Brushless Permanent Magnet Motors, Magna Physics Publications, 1994.

- [Hod01] Chris Hodge, Nigel Whybrow, The All Electric Submarine, AES 2005, Versailles, France, October 2005.
- [Hol01] J.K. Holt and D.G. White, High efficiency, counter rotating ring thruster for underwater vehicles, Proceedings of AUV'94, IEEE, 19-20 July 1994.
- [Hol02] J. Holt, Developing a high efficiency means of propulsion for underwater vehicles, Southcon 95 Conference Record, FL, USA, 7-9 Mars 1995.
- [Hol03] J. Holt, Propulsion systems for submarine vessels, Patent US5306183, 1994.
- [Hug01] A.W. Hughes, S.R. Turnock and S. Abu Sharkh, CFD modelling of a novel electromagnetic tip-driven thrusters, Proceedings of the tenth international offshore and polar engineering conference, Seattle, USA, May 28 – June 2, 2000.
- [Ifre01] Les énergies renouvelables marines, Synthèse d'une étude prospective à l'horizon 2030, Ifremer, 2008.
- [Ifre02] Descriptif du bassin à circulation d'eau de l'institut Ifremer à Boulogne sur Mer, site internet Ifremer, http://www.ifremer.fr/dtmsi/moyens_essais/bassin_circulat.htm, dernière consultation le 4 octobre 2010.
- [Jau01] A.L. Jaumotte et P. Dedock, Aménagements hydroélectriques, Techniques de l'Ingénieur, B4405, Traité de Génie Mécanique, 1994.
- [Jen01] J. Jennane, N. Fadli, JF Charpentier, J. Rios Quesada, Semi analytical study of 3 kinds of axial flux PM actuator, International Journal of Electromagnetics and Mechanics, vol 19, pp 298-303, 2004.
- [Jou01] M. Jourieh, Développement d'un modèle représentatif d'une éolienne afin d'étudier l'implantation de plusieurs machines sur un parc éolien, Thèse de doctorat, Ecole national Supérieure des Arts et Métiers, 2007.
- [Kan01] D.M. Kane and W.R. Warburton, Integration of permanent magnet motor technology, Power Engineering Society IEEE, Vol. 1, pp. 275-280, 25 July 2002.
- [Kor01] Kort, Elektrisch angetriebener schiffsschraube, Patent DE690233, 1940.
- [Kor02] Kort, Elektrisch angetriebener schiffsschraube, Patent DE688114, 1940.
- [Kro01] Ø. Krøvel, R. Nilssen, S.E. Skaar, E. Løvli, N. Sandoy, Design of an integrated 100kW Permanent Magnet Synchronous Machine in a Prototype Thruster for Ship Propulsion, in CD Rom Proceedings of ICEM'2004, Cracow, Poland, pp.117-118, Sept. 2004.
- [Kro02] Ø. Krøvel, K. Andresen, N. Sandøy, Thermal properties of a prototype permanent magnetized electrical motor embedded in a rim driven thruster, Norpie 2006, Lund University, Sweden, 12-14 June 2006.
- [Kui01] G. Kuiper, The Wageningen propeller series, MARIN publication 92-001, 1992.
- [Lac01] G. Lacombe, Définition et réalisation d'une nouvelle génération de logiciel pour la conception des moteurs du futur, Thèse de doctorat, INPG, 2007.
- [Lai01] S.H. Lai and S.M. Abu Sharkh, Structurally Integrated Slotless PM Brushless Motor with Spiral Wound Laminations for Marine Thrusters, PEMD 2006, IEEE, Dublin, Ireland, Mar. 2006.
- [Laj01] Lajoie-Mazenc, H. Hector, R. Carlson, Procédé d'analyse des champs électrostatiques et magnétostatiques dans les structures planes et de révolution : programme Difimedi, Compumag 78, Grenoble, 4-6 Septembre 1978.
- [Lap01] E. Lapp. Fluid pump with built-in induction motor. Patent US2537310, 1951.
- [Lar01] B. Lars, Quelle propulsion électrique pour des navires militaires de premier rang type frégate de 5000 tonnes?, REE N°3, pp. 46-57, Mars 2006.
- [Lat01] D.P. Lathrop, J. Fineberg, H. L. Swinney, Transition to shear driven turbulence in Couette-Taylor flow, Physical review A, Vol. 46, N°10, pp. 6390-6405, 15 November 1992.
- [Lav01] P. Lavy, Production d'électricité par petites centrales hydroélectriques, Techniques de l'Ingénieur, D4009, 10 Août 2004.
- [LBa01] M. Le Bars, P. Le Gal et S. Le Dizes, Les marées en géo et astrophysique, Images de la physique 2008, publication CNRS, pp. 48-54, 2008.
- [Lho1] J.F. Lhomme, Les énergies renouvelables, Editions Delachaux et Niestlé, 2004.
- [Lea01] M. Lea et al., Scale model testing of a commercial rim-driven propulsor pod, in Journal of Ship Production, Vol. 19, N°2, pp.121-130, May 2003.
- [Leh01] G.W. Lehmann, Structure for submarine jet propulsion, Patent US3182623, 1965.
- [Let01] P. Letellier, C.French, Power dense electrical motor technologies for podded propulsion, Fastpod project, T-POD 2006, L'Aber Wrac'h, France, October 3-5 2006.
- [Let02] P. Letellier, High power permanent magnet machines for electric propulsion drives, All Electric Ship, AES 2000, Paris, France, October 26-27 2006.

- [Let03] P. Letellier, Les machines à aimants permanents de grande puissance dans les systèmes de propulsion électrique, Revue REE N°9, pp 53-61, octobre 2000.
- [Lew01] C. Lewis, The advanced induction motor, Power Engineering Society Summer Meeting, Volume 1, pp. 250-253, IEEE, 2002.
- [Lim01] T.T. Lim, K.S. Tan, A note on power law scaling in a Taylor-Couette flow, Physics of fluids, Vol. 16, N°1, pp 140-144, January 2004.
- [Lon01] B. Longépé, Le programme naval des Bâtiments de Projection et de Commandement : l'expérience française, REE N°3, pp. 38-45, Mars 2006.
- [Ma01] Matlab Optimization Toolbox 4, User's Guide, The Mathworks, October 2008.
- [Man01] Manis, Stable water jet hull, Patent US2745370, 1956.
- [Mat01] E. Matagne, Physique Interne des convertisseurs électromécaniques, milieux magnétiques composites, Notes de cours disponibles sur le site de l'université catholique de Louvain, Belgique, www.lei.ucl.ac.be/~matagne/ELEC2311/SEM04/S04P12B.HTM, dernière visite en Octobre 2010.
- [Matv01] A. Matveev, V. Kuzmichev, E. Lomonova, A new comprehensive approach to estimation of end-effects in switched reluctance motors, ICEM 2002, Bruges, Belgium, 26-28 August 2002.
- [Mct01] Seaflow, Pilot project for the exploitation of marine currents, European Commission Community Research, EUR 21616, 2005.
- [Mel01] P.H. Mellor, D. Roberts, D.R. Turner, Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design, IEE Proceedings-B, Vol. 138, N°5, September 1991.
- [Mer01] G. Merouge, Les règles générales de dimensionnement des machines électriques tournantes, Recueil d'articles des Journées Electrotechniques du club EEA, Construction de machines électriques, Belfort, 25-26 Mars 1993.
- [Met01] Metrol, La France face aux enjeux de l'hydroélectricité, Synthèse du colloque Développement durable : la réponse de l'hydroélectricité, 2007.
- [Mit01] Mitsui, Hélice à entraînement électrique, Patent FR2238040, 1975.
- [Mit02] Mitsui, Electrically driven propeller, Patent GB1439806, 1973.
- [Mitc01] A.J. Mitcham, Transverse Flux Motors for electric propulsion of ships, IEE Colloquium on new topologies for permanent magnet machines, pp.1-6, London, UK, June 1997.
- [Mol01] D.P. Molenaar, Cost effective design and operation of variable speed wind turbines, Ph.D. dissertation, Delft University, Delft, The Netherlands, 2003.
- [Mul01] B. Multon, Applications des aimants aux machines électriques, Notes de cours ENS Cachan version 2006.
- [Mul02] B. Multon, X. oboam, B. Dakyo, C. Nichita, O. Gergaud, H. Ben Ahmed, Aérogénérateurs électriques, Techniques de l'ingénieur, D3960, 10 Nov. 2004.
- [Nao01] N. Ueda, A. Oshima, T. Unseki, S. Fujita, S. Takeda, T. Kitamura, The First Hybrid CRP-POD Driven Fast ROPAX Ferry in the World, Mitsubishi Heavy Industries Ltd, Technical Review, Vol. 41, N°6, Dec. 2004.
- [Nic01] J.P. Nicod and P. Simon, A step ahead in electric propulsion with Mermaid, Proceedings All Electric Ship: Developing Benefits for Maritime Applications, pp. 217-221, The Institute of Marine Engineers, (IMarE) Conference, Volume 110, 2 September, 1998.
- [Ope01] H.L. Williams, Hydroelectric Turbine for producing electricity from a water current, Patent US 6648589 B2, 2003.
- [Ope02] H.L. Williams, Hydroelectric Turbine, Patent US 6957947 B2, 2005.
- [Pas01] C. Pashias and S.R. Turnock, Hydrodynamic design of a bi-directional, rim-driven ducted thruster suitable for underwater vehicles, University of Southampton, Ship science report N°128, September 2003.
- [Per01] S. Perrin, Petites centrales hydrauliques, Techniques de l'Ingénieur, D3930, 10 Nov. 2003.
- [Pez01] A.R. Pezzillo, Motor driven pump unit, Patent US2312848, 1943.
- [Pie01] Pierro, Gearless drive method and means, Patent US3708251, 1973.
- [Pol01] M. Poloujadoff, Machines asynchrones, Régime permanent, Techniques de l'Ingénieur, TI D3480, 10 Août 1998.
- [Pyr01] J. Pyrhonen, T. Jokinen, V. Hrabovcova, Design of rotating electrical machines, chapitre 9, J. Wiley & Sons, 2009.
- [Rol01] Propulsion, Brochure technico-commerciale de la société Rolls-Royce, téléchargée sur le site du fabricant en 2006.
- [Rus01] Rusteberg, Watercraft, Patent US2343711, 1944.
- [Sa01] P. Bornens et al., The Sabella Tidal Turbine, ICOE 2008, Brest, France, 15-17 October 2008.
- [Sab01] Sable, Propulseur à hélice, Patent FR2270461, 1975.

- [Sac01] J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Lavoisier Tec & Doc, 4ème tirage, 1993.
- [Sat01] J.G. Satterthwaite et al. Peripheral journal propeller drive, Patent US3487805, 1970.
- [Scu01] F. Scuiller, J.F. Charpentier, E. Semail et S. Clenet, A multi phase surface mounted permanent magnet design to reduce torque ripples and joule losses for naval applications, AES 2005, Versailles, France, October 2005.
- [Scu02] F. Scuiller, Développements d'outils de conception de machines polyphasées à aimants utilisant l'approche multimachine, Thèse de doctorat, Ecole nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2006.
- [Seg01] G. Séguier, F. Notelet, Electrotechnique Industrielle, 3ème édition, Tec et Doc, 2006.
- [Ser01] L'hydroélectricité : les chiffres en France et dans le monde, Plaque d'information éditée par Syndicat des Energies Renouvelables, Edition Mars 2009.
- [Sha01] S. Abu Sharkh, M. Harris, S. Turnock, R. Crowder, P. Chappell, Prototype Integrated Electric Thrusters for Work-Class Underwater Vehicles: Design Construction and Test, EPSRC Research Grant Report, 2000.
- [Sha02] S.M. Abu Sharkh, S.R. Turnock and A.W. Hugues, Design and performance of an electric tip-driven thrusters, J. Engineering for the Maritime Environment, 217(M), pp. 133-147, 2003.
- [Sha03] S.M. Abu Sharkh, S.H. Lai and S.R. Turnock, Structurally integrated brushless pm motor for miniature propeller, IEE Proc. Electrical Power Applications, Vol. 151, N°5, pp. 513-519, 2004.
- [She01] R.E. Sheldahl, P.C. Klimas, Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180 degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines, Sandia National Laboratories Report SAND80-2114, 1981.
- [Sho01] SHOM, Courants de Marée de la côte Ouest de Bretagne: de Goulven à Penmarc'h, Ed. SHOM Paris, Novembre 1994.
- [Ska01] S.E. Skaar, Ø. Krøvel, R. Nilssen, Distribution, coil-span and winding factors for PM machines with concentrated windings, in CD Rom Proceedings of ICEM'2006, Chania, Crete Island, Greece, Sept. 2-5, 2006.
- [Smi01] Smith and Flaherty, Axial flow unit, Patent US3143972, 1964.
- [Sni01] Greg Snitchler, Bruce Gamble, and Swarn S. Kalsi, The Performance of a 5 MW High Temperature Superconductor Ship Propulsion Motor, IEEE transactions on applied superconductivity, Vol. 15, N°. 2, June 2005.
- [Tai01] J. Taine, J.P. Petit, Transferts thermiques, Mécanique des fluides anisothermes, Cours et données de base, Dunod université, 1995.
- [Tay01] Taylor, Repp and Brown, Submersible electric propulsion motor with propeller integrated concentrically with rotor motor, Patent US4831297, 1989.
- [Toc01] F. Gardner, Tocardo Tidal Turbine, Proceedings ICOE 2008, Brest, France, 15-17 October 2008.
- [Tri01] M.S. Triantafyllou, F.S. Hover, Manoeuvring and control of marine vehicles, Notes of the Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Engineering, January 2002.
- [Twi01] Twidell, J. and T. Weir, Renewable Energy Resources, Second Edition, Taylor & Francis, 2006.
- [Vat01] E. Schlemmer and F. Müller, Electromagnetic Finite Element Calculations of Permanent Magnet Generators for EcoBulb and Hydromatrix Applications, ICREPQ'03, 2003.
- [VDi01] P. Van Dine et al., Rim-Driven propulsion pod arrangement, US6837757 B2, 2005.
- [VDi02] P. Van Dine, Manufacture of a prototype advanced permanent magnet motor pod, in J. of Ship Prod., Vol. 19, N°2, pp.91-97, May 2003.
- [Ver01] Veronesi, Calfo and Drake, Dual propeller shock resistant submersible propulsor unit, Patent US5185545, 1993.
- [Ver02] Veronesi and Drake, Bearing assembly and submersible propulsor unit incorporating the same, Patent US5205653, 1993.
- [Ver03] Veronesi and Drake, Integral motor propulsor unit for water vehicles with plural electric motors driving a single propeller, Patent US5252875, 1993.
- [Ver04] Veronesi, Drake and Bergmar, Integral motor propulsor unit for water vehicles, Patent US5220231, 1993.
- [Ver05] Veronesi, Morris and Calfo, Two stage submersible propulsor unit for water vehicles, Patent US5289068, 1994.
- [Ver06] Veronesi and Drake, Combined azimuthing and tunnel auxiliary thruster power by integral canned electric motor and marine vessel powered thereby, Patent US5522335, 1996.
- [Ver07] Veronesi and Drake, Water jet propulsor powered by an integral canned electric motor, Patent US5490768, 1996.

- [Vra01] J.E. Vrancik, Prediction of windage power loss in alternators, Nasa technical note NASA TN D-4849, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, USA, October 1968.
- [Waa01] C.M. Waaler, M.A. Quadri and T.J. Peltzer, Design and Manufacture of a 2100 Horsepower Electric Podded Propulsion System, Proceedings of SNAME Ship Production Symposium, Boston , MA, USA, 2002.
- [Wat01] Waterval, Water wheel and propeller, Patent US2085282, 1937.
- [Wat02] Waterval, Propeller system, Patent US2306840, 1942.
- [Web01] Weber and Conn, Peripherally driven ship propeller, Patent US3361107, 1968.
- [Wee01] Y. Weens, Modélisation des câbles d'énergie soumis aux contraintes générées par les convertisseurs électroniques de puissance, Thèse de doctorat, USTL, 2006.
- [Weis01] Weissmann, Propeller, Patent US2153055, 1939.
- [Xio01] G. Xiong, S.A. Nasar, Analysis of fields and forces in a permanent magnet linear synchronous machine based on the concept of magnetic charge, IEEE Transactions on magnetics, Vol. 25, N°. 3, May 1989.
- [Zhu01] Z.Q. Zhu, D. Howe, E. Bolte, B. Ackermann, Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet dc motors, Part I : Open-circuit field, IEEE transactions on magnetics, Vol.29, N°1, pp. 124-135, Jan. 1993.
- [Zhu02] Z.Q. Zhu, D. Howe, Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet dc motors, Part III : Effect of stator slotting, IEEE transactions on magnetics, Vol.29, N°1, pp. 143-151, Jan. 1993.
- [Zhu03] Z.Q. Zhu, D. Howe, Analytical prediction of the cogging torque in radial field permanent magnet brushless motors, IEEE transactions on magnetics, Vol.28, N°2, pp. 1371-1374, March 1992.

MACHINES ELECTRIQUES INTEGREES A DES HELICES MARINES CONTRIBUTION A UNE MODELISATION ET CONCEPTION MULTI-PHYSIQUE

RESUME : L'objet des présents travaux est d'étudier, à la lumière d'une modélisation multi-physique, une association hélice / machine électrique innovante où la machine synchrone à aimants permanents et à flux radial est déportée en périphérie d'hélice. Cette technologie dite « Rim Driven » est envisagée pour la propulsion comme pour la récupération de l'énergie cinétique des courants. Dans la continuité d'une étude bibliographique exhaustive, il nous apparaît essentiel de chercher à cerner plus finement les spécificités et les domaines d'application potentiels de telles structures. Un outil analytique de pré dimensionnement systématique robuste, rapide et de bonne précision est ainsi développé. Une approche multi-physique est privilégiée afin d'englober l'ensemble des phénomènes susceptibles d'influencer les performances globales du système. Elle fait intervenir des modèles d'ordre électromagnétique, thermique et hydrodynamique. Certains sont spécifiquement développés pour la structure Rim Driven qui présente quelques particularités intéressantes telles qu'une longueur axiale courte ou un entrefer épais et immergé. Les hypothèses conditionnant leur validité sont par ailleurs discutées. Plusieurs cahiers des charges sont ensuite étudiés : les performances et conditions de fonctionnement pour ces différentes applications sont mises en évidence et analysées. La structure Rim Driven est par ailleurs comparée à une structure de référence en nacelle de type POD. Finalement, c'est l'idée même d'un modèle multi-physique couplé qui est analysée et pour laquelle nous cherchons à appréhender la pertinence par rapport à une approche séquentielle plus classique. Les résultats obtenus révèlent que, dans un certain nombre de cas, une telle approche peut être pertinente. En dernier lieu, la conception et la fabrication d'une petite maquette développée en parallèle de la présente étude est décrite dans la perspective d'essais en bassin au cours de l'année 2011.

Mots clés : hélice, propulsion, hydroliennes, machine à aimants permanents, entraînement périphérique, modèle analytique, approche multi-physique.

ELECTRICAL MACHINES FITTED TO A MARINE PROPELLER OR TURBINE CONTRIBUTION TO A MODELING AND MULTIPHYSIC DESIGN

ABSTRACT : The present works aim at studying, within the frame of a multi-physical modeling, an innovative system where the blades of a propeller or a marine turbine are rim driven by a synchronous permanent magnet and radial flux electrical machine. Both applications are considered : a propeller for naval propulsion and a turbine for the extraction of currents kinetic energy. After an extensive bibliographic analysis, it is considered necessary to investigate more in details the specificities and potential application areas of these structures. A robust, fast and fairly precise analytical tool for the systematic pre dimensioning of these systems is thus put in place. The model is of mutiphysic order such that most of the phenomenons that potentially have an impact on the performances of the system are considered. The models are of different natures : electromagnetic, thermal and hydrodynamical. Some of them are specifically built in order to take into account some of the studied structure specificities : a short axial length or a large immersed gap. The conditions of validity of these models are discussed. Several sets of specification are then considered : the performances and working conditions are calculated and analysed. In parallel, the rim driven system is compared to a more traditionnal POD structure. The principle of a multiphysic approach is also analysed in order to understand the real interest of such an approach compared to a more traditional sequential one. Some of the results show that this tool may be of real relevance. Finally, the design and manufacture of a small prototype are described. They will be followed by a program of tests that is scheduled for 2011.

Keywords : propeller, marine turbine, permanent magnet machines, rim driven, analytical model, multiphysic approach.

