



HAL
open science

Évaluation des capacités de freinage par récupération sur un navire hybride

Nacera Bennabi, Hocine Menana, Jean-Frederic Charpentier, Jean-Yves
Billard, Benoit Nottellet

► **To cite this version:**

Nacera Bennabi, Hocine Menana, Jean-Frederic Charpentier, Jean-Yves Billard, Benoit Nottellet.
Évaluation des capacités de freinage par récupération sur un navire hybride. Symposium de Génie
Electrique, Université de Lorraine [UL], Jul 2018, Nancy, France. hal-02981865

HAL Id: hal-02981865

<https://hal.science/hal-02981865>

Submitted on 28 Oct 2020

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.

Évaluation des capacités de freinage récupératif sur un navire électrique

N. Bennabi^{1,2}, H. Menana³, J-F. Charpentier¹,
J. Y Billard¹, B. Nottellet²

1. Institut de Recherche de l'École Navale (IRENav), 29240 Brest, France.

2. SEGULA Technologies, 76600, Le Havre, France.

3. Groupe de Recherche en Électrotechnique et Électronique de Nancy (GREEN), 54000 Nancy, France.

E-mails: nacera.bennabi@segula.fr, hocine.menana@univ-lorraine.fr, jean-frederic.charpentier@ecole-navale.fr, jean-yves.billard@ecole-navale.fr, benoit.nottellet@segula.fr

RESUME – Le travail présenté vise à étudier la possibilité de récupérer de l'énergie lors du freinage d'un navire de faible tonnage équipé d'une chaîne de propulsion entièrement électrique ou hybride. Les modèles des différents éléments de la chaîne de propulsion sont décrits puis intégrés pour une simulation dynamique sous Matlab/Simulink. Ce modèle comprend un modèle d'hélice à quatre quadrants qui permet de prendre en compte la récupération d'énergie. Une étude de cas est considérée sur la base des spécifications d'une navette fluviale entièrement électrique. Plusieurs stratégies de contrôle du moteur de propulsion pendant le freinage sont étudiées. Les résultats mettent en évidence les avantages de l'application d'une stratégie MPPT (Maximum Power Point Tracking) qui conduit à une augmentation considérable de l'énergie récupérée.

Mots-clés— Récupération d'énergie, freinage, bateau électriques, MPPT.

1. NOMENCLATURE

Q_{GEAR}	Couple délivré par le réducteur [Nm]
Q_m	Couple délivré par le moteur électrique [Nm]
Ω	Vitesse angulaire arbre hélice [rad/s]
I	Moment d'inertie des parties tournantes [kg.m ²]
K_{GEAR}	Rapport de réducteur [-]
Q_p	Couple délivrée par l'hélice [Nm]
β	Angle d'attaque de l'hélice [degré]
V_a	Vitesse d'avance du bateau [m/s]
ρ	Masse volumique de l'eau de mer [kg/m ³]
R	Rayon de l'hélice [m]
C_t	Coefficient de poussée [-]
T_p	Poussée développée par l'hélice [N]
C_q	Coefficient du couple [-]
w	Coefficient de sillage [-]
V	Vitesse bateau [m/s]
V_{batt}	Tension aux bornes de la batterie [V]
E_{batt}	Tension à vide de la batterie [V]
I_{batt}	Courant de la batterie [A]
R_{batt}	Résistance de la batterie [ohms]
Ω_{GEAR}	Vitesse angulaire à la sortie du réducteur [rad/s]
$I+k$	Facteur de correction de la résistance de frottement [-]
R_{TOT}	Résistance à l'avancement totale [N]
M	Masse du bateau [kg]
C_f	Coefficient de frottement [-]

t	Coefficient de succion [-]
λ_{opt}	Tip Speed Ratio optimal [-]
λ	Tip Speed Ratio [-]
C_{p_max}	Coefficient de puissance maximal de l'hélice [-]
C_p	Coefficient de puissance de l'hélice [-]
P_a	Puissance développée par l'arbre hélice [W]
E_{frein}	Énergie totale récupérée lors du freinage [J]
S_p	Surface du disque hélice [m ²]
P_a	Puissance de l'hélice [W]
$V_{0.7}$	Vitesse de l'eau à 70% du rayon de l'hélice [m/s]
E_{batt}	Tension non linéaire de la batterie [V]
B	Capacité exponentielle [Ah ⁻¹]
A	Tension exponentielle [V]
i_t	Capacité extraite de la batterie [Ah]
Q	Capacité maximale de la batterie [Ah]
i^*	Dynamique du courant à basse fréquence [A]
K	Constante de polarisation [Ah ⁻¹]
E_0	Tension constante de la batterie [V]
I_{batt}	Courant de la batterie [A]

2. INTRODUCTION

Un des objectifs futurs de l'industrie maritime et fluviale est de réduire l'impact des émissions des navires afin de répondre au mieux aux réglementations les plus strictes de l'Organisation Maritime Internationale (OMI) sur les émissions de gaz à effet de serre [1]. Dans ce contexte, développer l'hybridation et l'électrification des chaînes de propulsion est une solution intéressante.

L'un des principaux avantages de ces systèmes de transmission de puissance pour les navires est de pouvoir faire fonctionner les machines thermiques à des régimes proches de leurs fonctionnements nominaux, ce qui augmente leurs rendements.

Dans un système électrique ou hybride, lors du freinage, il est également possible de récupérer de l'énergie si un système de conversion d'énergie réversible est associé à un système de

stockage d'énergie. Cette stratégie est massivement utilisée pour les véhicules hybrides terrestres [2].

Dans le secteur naval, l'augmentation de la vitesse des plates formes et la minimisation de la masse et le volume des composants de la chaîne de propulsion tout en réduisant la consommation d'énergie est une priorité majeure. Par conséquent, les chaînes de propulsion, y compris les hélices, sont optimisées pour le mode de propulsion et non pour la production d'énergie. La possibilité de récupération de l'énergie lors du freinage n'est souvent pas envisagée dans de tels systèmes [3].

Cependant, la récupération d'énergie pendant les opérations de freinage peut être une solution intéressante pour augmenter l'efficacité énergétique du navire, si les modes de fonctionnement du navire permettent de récupérer une énergie significative.

Le but de ce travail est d'évaluer le potentiel de récupération d'énergie dans un navire entièrement électrique de faible tonnage. La capacité d'une hélice de propulsion à fonctionner comme un système de récupération énergie est considéré (l'hélice fonctionne comme une turbine) et les avantages de l'application d'une stratégie MPPT qui conduit à une augmentation considérable de l'énergie récupérée est mise en évidence.

Les modèles de la chaîne de propulsion seront décrits dans la section III. Dans la section IV, les résultats d'une étude de cas basée sur les spécifications d'une navette fluviale sont présentés.

3. MODELISATION DE LA CHAINE DE PROPULSION

Un schéma de base de la chaîne de propulsion entièrement électrique est décrit à la Fig. 1. L'hélice est entraînée par une machine électrique alimentée par des batteries. Selon la nature du moteur électrique utilisé et de sa commande, l'utilisation d'un réducteur peut être envisagée pour adapter sa vitesse à celle de l'hélice.

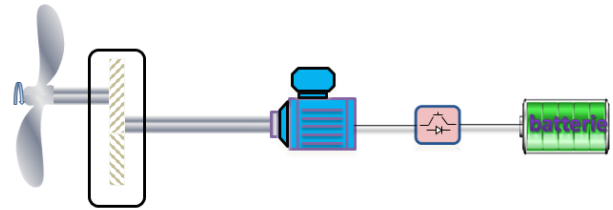


Fig. 1. Diagramme simplifié d'une chaîne de propulsion tout électrique

L'objectif de cette partie est de présenter la modélisation de la chaîne de propulsion électrique. Après la présentation des modèles séparés des différents éléments de la chaîne de propulsion, une simulation dynamique de l'ensemble de la chaîne de propulsion est réalisée afin d'étudier le fonctionnement du système global.

La Fig.2 présente le schéma global de la chaîne de propulsion tout électrique implémentée sous l'environnement Matlab/Simulink

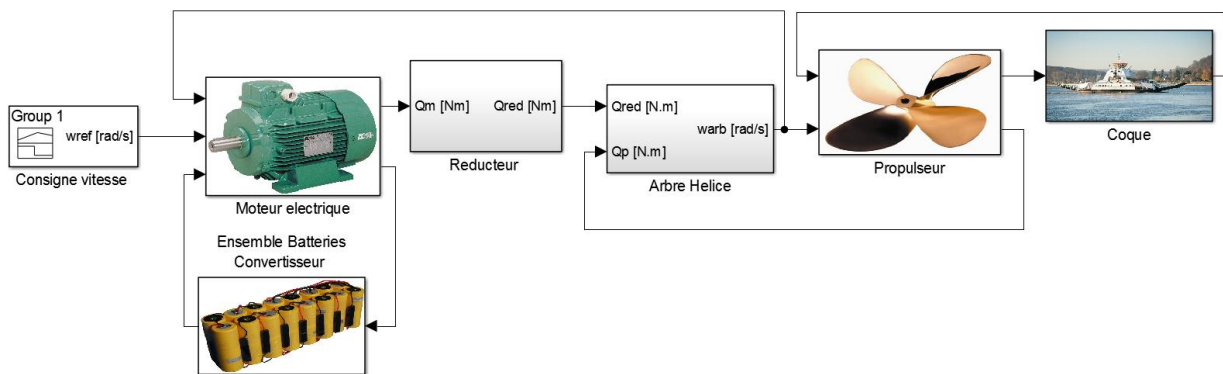


Fig.2 : Schéma global de simulation de la chaîne de propulsion tout électrique sous Matlab/Simulink

3.1. Batterie

Les batteries au lithium-ion sont, à l'heure actuelle, privilégiées pour la mobilité électrique sous toutes ses formes, en raison de leur haute densité énergétique, leur durée de vie acceptable et leur efficacité élevée comparée aux autres types de batteries.

Le modèle utilisé dans ce travail a été développé en 2009 par Tremblay, O et Dessaint [4]. Il est disponible dans la bibliothèque Simpowers de Matlab/Simulink. Ce modèle permet de modéliser différents types de batteries en reliant les équations électriques du système à un modèle électrochimique, ce qui permet de lier l'évolution des paramètres électriques à l'évolution dynamique de l'état de charge de la batterie.

Le principal avantage de ce modèle est la possibilité de représenter de façon assez précise le comportement de différents

types de batteries électrochimiques, sur la base des données communément trouvées dans la fiche technique des fabricants [6].

La tension nominale de la batterie est déterminée à l'aide d'une équation non linéaire en fonction de l'état de charge de la batterie comme suit :

- Etat de déchargement ($i^* > 0$)

$$f_1(i_t, i^*, I_{batt}) = E_0 - K \frac{Q}{Q - i_t} i^* - K \frac{Q}{Q - i_t} i_t + A \exp(-Bi_t)$$

- Etat de chargement ($i^* < 0$)

$$f_2(i_t, i^*, I_{batt}) = E_0 - K \frac{Q}{i_t - 0.1Q} i^* - K \frac{Q}{Q - i_t} i_t + A \exp(-Bi_t)$$

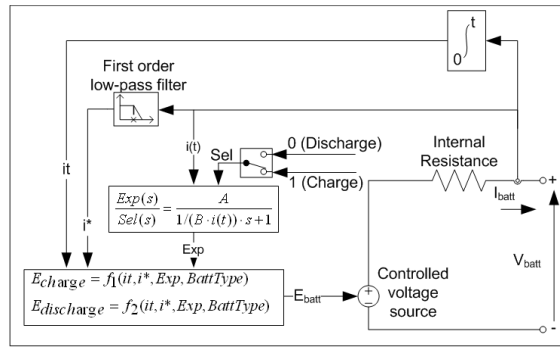


Fig.3. Modèle de batterie sous Matlab/Simulink [5]

Avec :

E_{batt} : Tension non linéaire de la batterie [V]

E_0 : Tension constante de la batterie [V]

K : Constante de polarisation [Ah^{-1}]

i^* : Dynamique du courant à basse fréquence [A]

Q : Capacité maximale de la batterie [Ah]

i_t : Capacité extraite de la batterie [Ah]

A : Tension exponentielle [V]

B : Capacité exponentielle [Ah^{-1}]

I_{batt} : Courant de la batterie [A]

3.2. Moteur électrique

Un moteur électrique et son électronique de puissance associée sont utilisés dans ce travail. Ce modèle repose principalement sur la connaissance d'une caractéristique couple-vitesse limite de l'ensemble convertisseur/machine.

Cette caractéristique couple vitesse limite peut se déduire des paramètres électriques du moteur et du convertisseur. On suppose alors que l'ensemble convertisseur machine est capable d'imposer un couple de référence de manière quasi instantanée sur l'arbre de la machine si la valeur de ce couple est comprise dans l'enveloppe de la caractéristique couple vitesse limite. Cette hypothèse est raisonnable compte tenu des faibles valeurs des constantes de temps électriques de la machine et du convertisseur par rapport aux constantes de temps mécaniques des parties tournantes et du navire.

Nous considérons alors une caractéristique du type de celle de la Fig.4 : à des basses vitesses de rotation (vitesse inférieure à la vitesse nominale), le couple est limité à un couple maximal constant (Q_{max}). Pour une vitesse de rotation plus élevée, le couple est limité par une puissance maximale P_{max} (la valeur maximale du couple est égale à P_{max}/Ω où Ω est la vitesse de rotation de l'arbre) [7].

Ce comportement correspond au cas traditionnel d'un moteur à courant alternatif associé à un variateur utilisé en défluxage au-delà de la vitesse de base.

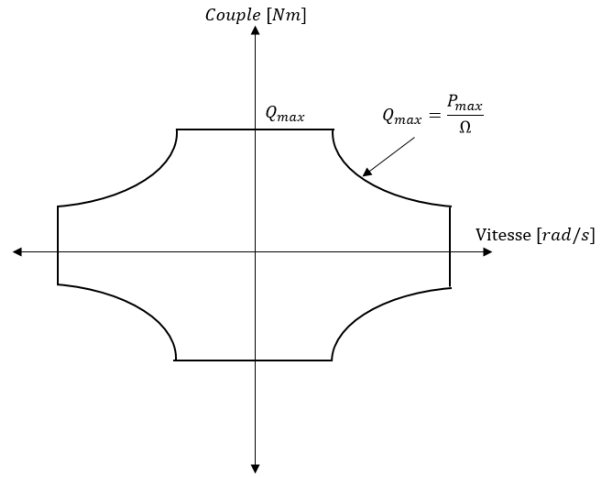


Fig. 4 : Limite de fonctionnement de l'ensemble convertisseur machine

La Fig.5 présente le contrôle en couple et en vitesse de l'ensemble convertisseur/moteur électrique. La boucle de régulation de vitesse contient un régulateur PI ou PID associé à une fonction de limitation de couple qui prend en compte la caractéristique couple / vitesse de la Fig. 4.

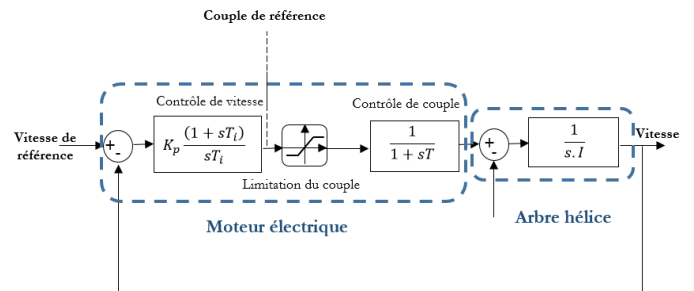


Fig. 5 : Schéma fonctionnel d'un entraînement par moteur

3.3. Réducteur

Le réducteur est utilisé pour adapter la vitesse de l'hélice à celle du moteur de propulsion. La vitesse de rotation (Ω_m) et le couple (Q_m) produits par le moteur est convertie par le réducteur en couple (Q_{GEAR}) et en vitesse de rotation (Ω_{GEAR}) à la sortie du réducteur.

$$\begin{cases} Q_{GEAR} = K_{GEAR} Q_m \\ \Omega_{GEAR} = \Omega / K_{GEAR} \end{cases} \quad (2)$$

Où K_{GEAR} est le rapport du réducteur. Les pertes et le comportement dynamique de ce réducteur ne sont pas considérés et le réducteur est modélisé par un simple gain (équation 2).

3.4. Arbre hélice

Le moment d'inertie de toutes les parties tournantes est pris en compte au niveau de l'arbre de transmission à l'hélice. La dynamique des parties tournantes est modélisée par l'équation mécanique suivante :

$$I d\Omega / dt = Q_{GEAR} - Q_p \quad (3)$$

Où I est le moment d'inertie de l'ensemble des masses tournantes ramenées à l'arbre d'hélice et Q_p est le couple hydrodynamique du propulseur.

3.5. Propulseur

Pour modéliser le comportement hydrodynamique de l'hélice (propulseur), un modèle à quatre quadrants de type « C_t , C_q » est utilisé en raison de sa capacité à fonctionner dans les différents quadrants d'échange d'énergie et de sa simplicité de mise en œuvre. Ce modèle permet de prendre en compte les phases propulsives et les phases de récupération d'énergie issue de l'hélice.

Les caractéristiques de l'hélice étudiée correspondent à une hélice de la série B de Wageningen qui a été totalement caractérisée par des essais en bassin de traction par le Marin Research Institute aux Pays-Bas [8].

Les travaux menés dans [8] permettent de caractériser le comportement de l'hélice à l'aide des coefficients de poussée et de couple : C_t et C_q . Ce sont des nombres adimensionnels qui permettent de lier le couple et la poussée à la vitesse relative du fluide sur l'hélice et à la vitesse de rotation de l'hélice pour une géométrie d'hélice donnée.

Ils sont définis comme suit :

$$\begin{cases} C_t = T_p / (0.5\pi\rho R^2 V_{0.7}^2) \\ C_q = Q_p / (\pi\rho R^3 V_{0.7}^2) \end{cases} \quad (4)$$

Où T_p est la poussée de l'hélice en Newton, Q_p est le couple de l'hélice en Newton mètre, ρ est la masse volumique de l'eau et $V_{0.7}$ est la vitesse relative de l'eau par rapport aux pales à 70% du rayon de l'hélice. $V_{0.7}$ est donnée par l'équation suivante

$$V_{0.7}^2 = V_a^2 + (0.7R\Omega)^2 \quad (5)$$

Où $R = D/2$ est le rayon externe du propulseur et V_a est la vitesse d'avancement du fluide dans le disque hélice donnée en m/s.

Les essais en bassin permettent de caractériser ces coefficients en fonction de l'angle d'attaque (β) qui est défini par l'équation (6) et la Fig.6 [8].

$$\beta = \arctan(V_a / 0.7R\Omega) \quad (6)$$

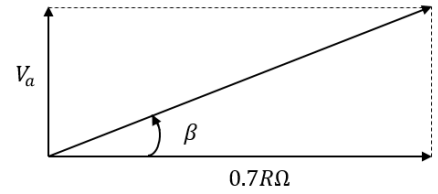


Fig. 6: L'angle β en fonction de la vitesse d'avancement et la vitesse tangentielle

Les courbes expérimentales C_t et C_q en fonction de β peuvent être interpolées par des séries de Fourier [9].

$$\begin{cases} C_t(\beta) = \sum_{k=0}^{k_{\max}} (A_t(k) \cos \beta k + B_t(k) \sin \beta k) \\ C_q(\beta) = \sum_{k=0}^{k_{\max}} (A_q(k) \cos \beta k + B_q(k) \sin \beta k) \end{cases} \quad (7)$$

Les courbes de C_t , C_q en fonction de β sont présentées dans la figure suivante pour la géométrie d'hélice utilisée :

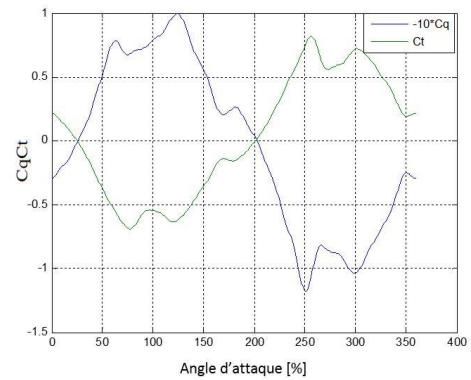


Fig. 7: Caractéristiques en eau libre d'un propulseur quatre quadrants

Un coefficient de sillage (w) peut permettre de prendre en compte le ralentissement de l'eau le long de la coque et de lier ainsi la vitesse d'avance V_a à celle du navire V (équation 8) [10-11].

$$w = (V - V_a) / V \quad (8)$$

Dans notre cas ce phénomène est négligé ($V = V_a$).

3.6. Coque

L'étude de la résistance à l'avancement sur un bateau permet d'évaluer la force propulsive qui servira à le faire avancer à la vitesse désirée [12]. Elle se décompose en général en trois parties : la résistance de frottement, la résistance résiduelle et la résistance de l'air [13].

La résistance de frottement présente la majeure partie de la résistance à l'avancement dans un bateau. De ce fait, on se limite à la résistance de frottement donnée par l'équation suivante dans des conditions de navigation idéales : sans courant ni houle [14]

$$R(V) = 1/2 S \rho V^2 C_f (1 + K) \quad (9)$$

Avec S : Surface mouillée en m^2 , C_f est le coefficient de résistance, $1 + K$ est le facteur forme et V est la vitesse du bateau en mètre par seconde.

L'équation dynamique de l'avancement du navire est alors donnée par (10) [15], où M est la masse du navire en [kg] et V est sa vitesse [m / s].

$$M dV / dt = (1 - t) T_p - R_{TOT}(V) \quad (10)$$

Dans (10) un coefficient de suction (t), peut être introduit pour prendre en compte l'interaction de l'hélice sur la coque qui augmente sa traînée.

Il est considéré comme négligeable dans cette étude ($t = 0$).

4. CAS D'ETUDE

L'étude de cas est envisagée sur la base des spécifications d'une navette fluviale présentée par SEGULA Engineering à la Conférence de Paris sur le Climat COP 21, appelée Green Deliriver (Fig. 8).

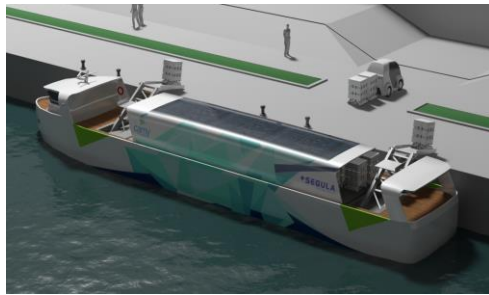


Fig.8 : Navette fluviale Green Deliriver

Les principales caractéristiques de la navette sont indiquées dans le Tableau 1.

Tableau 1. Caractéristiques de la navette Green Deliriver

Paramètres	Valeurs
Longueur à la flottaison	41.9 m
Largueur bateau	7.7 m
Tirant d'eau	2.2 m
Volume immergé	568 m ³
Surface mouillée	405 m ²

4.1. Stratégie de commande

Nous voulons ici utiliser un processus de freinage régénératif de manière à récupérer une part de l'énergie cinétique initiale en générant de l'énergie électrique. Celle-ci peut être alors utilisée immédiatement (par exemple par la consommation en énergie du bord) ou stockée dans des systèmes de stockage [15].

Le moteur électrique et le convertisseur sont alors utilisés en mode générateur lors des phases de freinage et permettent ainsi de récupérer de l'énergie pour recharger les batteries [16]. L'évaluation quantitative de la puissance régénérative pendant le freinage est d'une importance fondamentale.

Par conséquent, il est important de définir, en plus de la performance de l'hélice en mode de propulsion, le coefficient de puissance (C_p) de l'hélice dans le mode de récupération, qui est déterminé par la relation suivante comme pour une turbine éolienne ou hydrolienne :

$$C_p = \frac{P_{extraite}}{P_{cinetique}} = \frac{P_{extraite}}{\frac{1}{2} \rho S_p V_a^3} \quad (11)$$

Où S_p est la surface du disque hélice. Le coefficient de puissance est tracé en fonction de la vitesse spécifique de l'hélice $\lambda = \frac{\Omega R}{V_a}$ appelée en anglais « Tip Speed Ratio » (où R

désigne le rayon du propulseur) à partir du modèle basé sur la connaissance des courbes des coefficients C_t et C_q en fonction de β présentées à la figure 8.

De manière pratique cette courbe de C_p est obtenue en utilisant le modèle d'hélice décrit précédemment en maintenant la vitesse de l'eau sur l'hélice constante pour différentes valeurs de vitesse de rotation.

La Fig.10 définit la courbe de coefficient de puissance de l'hélice ainsi obtenue pour l'hélice étudiée en fonction de ce paramètre λ .

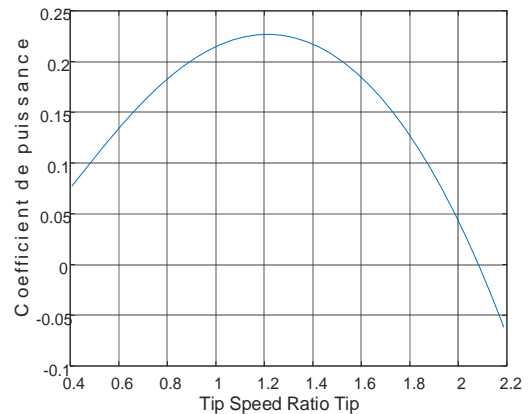


Fig. 9: Coefficient de puissance en fonction de λ

Comme le montre la Fig.9, le coefficient de puissance optimal C_{p_max} est atteint pour $\lambda_{optim}=1.2$ et vaut environ 0.227 ce qui est nettement inférieur à ce que l'on pourrait obtenir avec une turbine hydrolienne industrielle (ou le coefficient de puissance optimal est généralement compris entre 0.4 et 0.5).

Pour évaluer les possibilités de récupération lors d'un freinage, deux stratégies de freinage sont appliquées à partir d'un régime permanent établi.

1. STRATEGIE 1

Une consigne constante de la vitesse arbre hélice est maintenue lors de la décélération.

2. STRATEGIE 2

La consigne de vitesse de l'arbre hélice varie afin de maximiser la puissance extraite (stratégie MPPT). Ceci est fait en calculant la vitesse de rotation de référence de l'hélice en fonction de la vitesse du navire afin de maintenir λ à sa valeur optimale ce qui conduit à $C_p = C_{p_max}$. Dans ce cas, la vitesse de rotation de référence de l'hélice sera donnée par $\Omega = \lambda_{opt} V_a / R$.

La quantité d'énergie totale récupérée est évaluée comme suit, où t_b correspondant au temps où la puissance arbre hélice change de signe et t_{end} est le temps présentant la fin du freinage.

$$E_{frein} = \int_{t_p}^{t_{end}} P_a(V_a, \Omega) dt \quad (12)$$

Où P_a est la puissance récupérée sur l'hélice.

4.2. Résultats et discussions

La propulsion entièrement électrique de la Fig.1 est modélisée et implémentée sous Matlab/Simulink. Les données de simulation, y compris les valeurs des principaux paramètres des modèles, sont données dans le Tableau 2.

Tableau 2 : Données de simulation

Paramètres	Valeurs
ρ	1025 [kg/m ³]
w	0 [-]
C_f	1.95e-3 [-]
K	0.05 [-]
M	586 [Ton]
t	0 [-]
D	1 [m]

Les simulations sont effectuées sur un intervalle de 3000 secondes. Un cycle de commande de base est utilisé pour tester le comportement du navire lors du freinage. Il se compose de trois phases (Fig.10). Dans la première phase, la vitesse de référence de l'arbre hélice est fixée à 40 rad /s pendant 1500 secondes, ce qui permet au navire d'atteindre une vitesse constante en régime permanent. Afin d'évaluer la quantité d'énergie récupérée, la référence de vitesse à l'arbre de transmission est alors réduite après 1500s à une vitesse fixe de 10 rad /s. Au bout de 2000s la référence de vitesse de l'arbre d'hélice est annulée. Dans le second cas la stratégie MPPT est appliquée à partir du même régime permanent qu'au cas 1 jusqu'à la fin de la simulation (de $t=1500s$ à $t=3000s$) comme le montre la figure 10

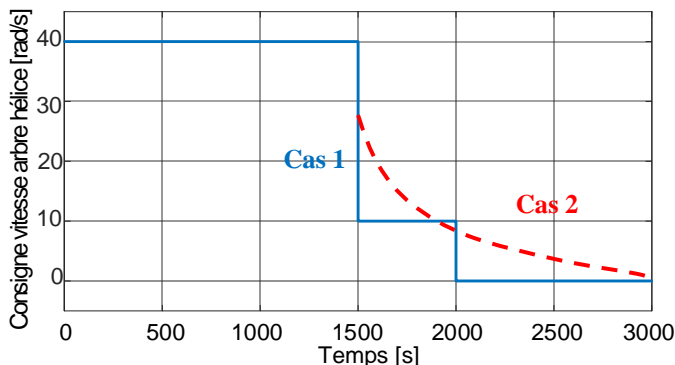


Fig.10 : Références de principe pour la vitesse d'arbre hélice

Les figures 11 et 12 montrent respectivement la vitesse de l'hélice et sa référence, la vitesse du bateau et la puissance à l'arbre hélice pour les stratégies 1 et 2. La figure 11 correspond au cas de la 1^{ère} stratégie et la figure 12 à la seconde.

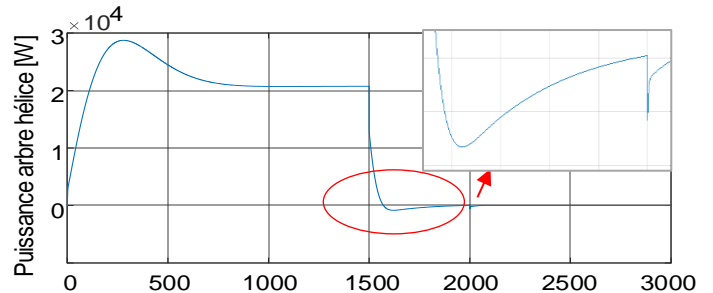
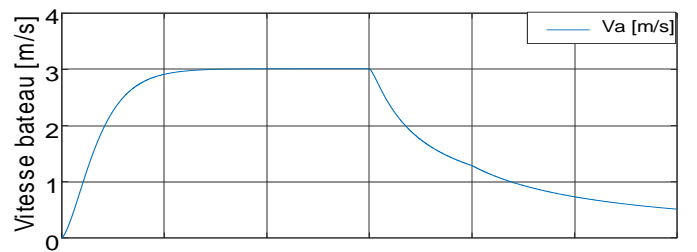
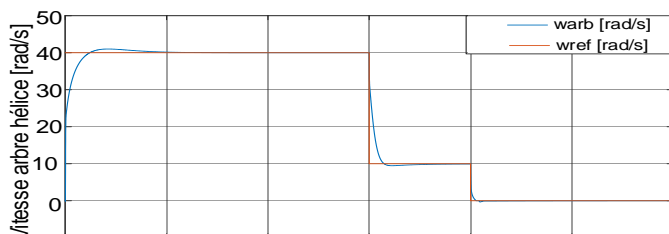


Fig.11 : Résultats de simulation pour la stratégie 1

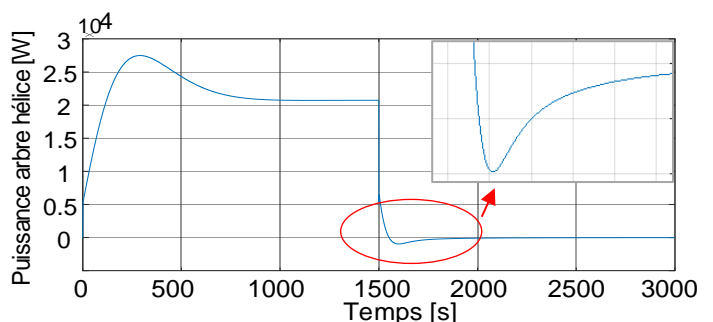
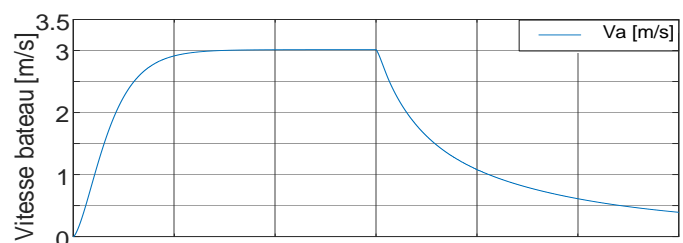
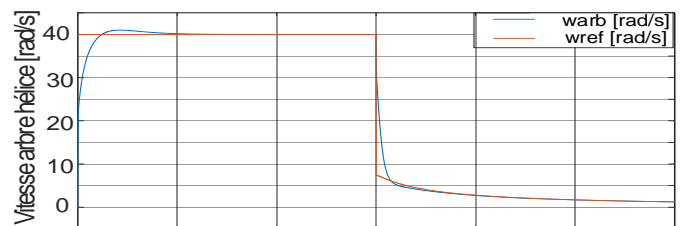


Fig.12 : Résultats de simulation pour la stratégie 2

Tout d'abord, on peut remarquer que la première phase du cycle conduit à une vitesse du navire établie qui est d'environ 3,3 m/s au début du freinage (dans les deux cas).

En appliquant l'équation (12), la quantité d'énergie récupérée dans la stratégie 1 est de 142 kJ ce qui reste très faible par rapport à l'énergie cinétique du navire au début du freinage (3,2 MJ).

Dans la deuxième stratégie, l'énergie récupérée est d'environ 400 kJ, soit environ quatre fois l'énergie récupérée dans le premier cas. Cette énergie représente environ 12,5% de l'énergie cinétique initiale du navire.

À partir de ces résultats de simulation, nous pouvons voir que la méthode MPPT permet une augmentation considérable de

l'énergie récupérée et une bonne efficacité de freinage (à condition que le profil de mission le permette).

Cependant, on peut remarquer que l'hélice n'est pas un système très efficace de récupération d'énergie (faible valeur du coefficient de puissance comme le montre la Fig. 10) et que les opérations classiques des navires comportent beaucoup moins de phases de freinage que celles des véhicules terrestres. C'est pourquoi l'intérêt de récupérer de l'énergie lors du freinage ne sera réellement significatif que pour des cas très spécifiques. Néanmoins, il reste intéressant d'évaluer les contraintes inhérentes (prix et poids des équipements) et aussi, d'envisager l'utilisation d'hélices plus adaptées si ce type de stratégie est utilisé.

5. CONCLUSIONS

Dans ce travail, le potentiel de récupération d'énergie dans un navire entièrement électrique de faible tonnage est étudié. L'avantage de l'application d'une stratégie MPPT, pour récupérer de l'énergie de façon optimale au freinage, est mis en évidence. Il est cependant clair que la récupération d'énergie n'est pas une priorité dans les navires. En pratique, les phases de freinage ne sont qu'une partie très marginale des profils de mission. La réversibilité des convertisseurs et l'installation de systèmes de stockage d'énergie représentent des coûts supplémentaires et des volumes supplémentaires à bord, en particulier pour les petites unités.

C'est pourquoi ce type de stratégie de freinage ne sera intéressant que dans des cas très spécifiques où les cycles d'exploitation des navires sont courts et incluent une grande variation de la vitesse du navire et de nombreuses phases de freinage. Dans ce cas, il serait probablement intéressant d'envisager un dimensionnement spécifique des propulseurs en prenant en compte les phases de récupération d'énergie afin d'améliorer le rendement global du système propulsif et les capacités de freinage.

6. REMERCIEMENT

Les auteurs aimeraient remercier Bjorn Baxter et ASP. Krystel Torrano de l'École Navale de Brest pour leur contribution lors d'un projet scientifique interne à l'École Navale.

7. REFERENCES

- [1] Hman, S., Olivier, J. C., Bourguet, S., & Loron, L. "Techno-economic optimization of a supercapacitor-based energy storage unit chain: Application on the first quick charge plug-in-ferry". *Applied Energy*, 153, 3-14.2015.
- [2] Varocky, B. J., Nijmeijer, H., Jansen, S., Besselink, I. J. M., & Mansveldt, R. (2011). Benchmarking of regenerative braking for a fully electric car. TNO Automotive, Helmond & Technische Universiteit Eindhoven (TU/e), 2011, Report No. D&C 2011.002.
- [3] Gerard Filiou, Paul Letellier, A. Bondu, L. Mazodier, "Navires Tout électrique ", *Techniques de l'Ingénieur D5620, D5610 et D5615*.
- [4] Tremblay, O., & Dessaint, L. A. (2009). Experimental validation of a battery dynamic model for EV applications. *World Electric Vehicle Journal*, 3(1), 1-10.
- [5] <https://fr.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/battery.html>, consultation en avril 07 2018.
- [6] Gåsem, Ø. R. (2014). Modeling of Hybrid Marine Electric Propulsion Systems (Master's thesis, Institutt for marin teknikk).
- [7] Sørensen, A. J., Ådnanes, A. K., Fossen, T. I., & Strand, J. P. (1997, September). "A new method of thruster control in positioning of ships based on power control". In 4th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft (MCMC'97), Brijuni, Croatia (pp 172, p. 179).
- [8] G. Kuiper, The Wageningen Propeller series, 1992, Book Marin Research Institute Netherland
- [9] Florian Dupriez-Robin. "Dimensionnement d'une propulsion hybride de voilier, base sur la modélisation par les flux de puissance". PhD Thesis. Université de Nantes, France, 2010.
- [10] Oltmann P. Identification of hydrodynamic damping derivatives – a pragmatic approach. In: Proceedings of the international conference on marine simulation and ship manoeuvrability (MARSIM'03), vol. III, Kanazawa, Japan, 25–28 August 2003, pp.575–583.
- [11] MAN Diesel & Turbo, Basic principles of ship propulsion. December 2011. Copenhagen, Denmark, <https://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/propeller-aftship/basic-principles-of-propulsion.pdf?sfvrsn=0>. Dernière consultation en février 21 2018.
- [12] Bertram, V. (2012). "Practical ship hydrodynamics". Edition Elsevier.
- [13] Karlsen, A. T. (2012). On Modeling of a Ship Propulsion System for Control Purposes (Master's thesis, Institutt for teknisk kybernetikk).
- [14] Paulet, D., & Presles, D. (1998). Architecture navale: connaissance et pratique. Les Éditions de la Villette.
- [15] Smogeli, Ø. N. (2006). Control of Marine Propellers: from Normal to Extreme Conditions. PhD thesis, Department of Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology (NTNU), 2006, Trondheim, Norway Marc, N. "Méthodologie de dimensionnement d'un véhicule hybride électrique sous contrainte de minimisation des émissions de CO₂". PhD Thesis, Université d'Orléans, France. 2013.
- [16] Lajnef, W. "Modélisation des supercondensateurs et évaluation de leur vieillissement en cyclage actif à forts niveaux de courant pour des applications véhicules électriques et hybrides". PhD Thesis, Université Sciences et Technologies-Bordeaux, France .2006.