



THÈSE DE DOCTORAT DE

L'UNIVERSITÉ DE NANTES

COMUE UNIVERSITÉ BRETAGNE LOIRE

ÉCOLE DOCTORALE N° 601

Mathématiques et Sciences et Technologies
de l'Information et de la Communication

Spécialité: Génie Électrique

Par

Océane MAISONNAVE

Contrôle et optimisation énergétique d'une chaîne multimachines multi-pompes à vitesse variable pour le stockage d'énergie par air comprimé

Thèse présentée et soutenue à Saint-Nazaire, le 16 décembre 2019 Unité de recherche : Institut de Recherche en Énergie Électrique de Nantes Atlantique (IREENA)

Rapporteurs:

Yacine AMARA Professeur des universités, Université du Havre Normandie Mickaël HILAIRET Professeur des universités, Université de Franche-Comté

Composition du Jury:

Examinateurs : Betty LEMAIRE-SEMAIL Professeur des universités, Université de Lille

Delphine RIU Professeur des universités, INP Grenoble

Hamid GUALOUS Professeur des universités, Université de Caen Normandie

Dir. de thèse : Mohamed Fouad BENKHORIS Professeur des universités, Université de Nantes

Luc MOREAU Maître de conférences, Université de Nantes

René AUBRÉE Enseignant-chercheur, Icam Nantes

Invité(s):

Encadrants:

Thibault NEU Docteur, Chef de projet R&D, Segula Technologies

Sommaire

\mathbf{R}	temerciements	3
N	Jomenclature	4
Le	exique	10
In	ntroduction générale	11
1		13
	1.1 Contexte et enjeux du stockage de l'énergie électrique	14
	1.2 Panorama des technologies existantes	17
	1.3 Le stockage par air comprimé	24
2	Le système de stockage CAES REMORA	32
	2.1 REMORA : un système CAES isotherme et sous-marin	33
	2.2 Étude de la transformation énergétique isotherme par l'analyse thermodynamiq	-
	2.3 La conversion électropneumatique au sein de la plateforme flottante	
	2.4 Configuration du système REMORA étudié au cours de ces travaux de thèse .	44
3	•	na-
	tique de REMORA	46
	3.1 La pompe centrifuge : élément constitutif d'un système de pompage réversible .	
	3.2 Caractérisation de la transmission mécanique	
	REMORA	
	3.4 Optimisation au BEP des lois de contrôle à vitesse variable d'un module de conver	
	sion REMORA	
4	Optimisation du dimensionnement des sous-systèmes BP et HP constitut un module de conversion	ant 73
	4.1 Modélisation analytique de la MSAP	
	4.2 Introduction à l'optimisation sur cycle : dimensionnement d'une MSAP sans teni	
	compte du convertisseur	82
	4.3 Intégration du convertisseur dans l'optimisation du dimensionnement de la MS.	AP 88
	4.4 Résultats	99
5	Commande et mise en œuvre d'un module de conversion de REMORA	109
	5.1 Synthèse de l'étude des performances d'un module de conversion électropneumati	que110
	5.2 Validation expérimentale par émulation du système de compression	. 124
	5.3 Prise en compte du défluxage dans la structure de commande pour la minimisation	
	des pertes du module	130

6 Ét	ude de l'interconnexion des modules en vue de l'élaboration de la plate	<u>-</u>
for	rme	138
6.1	Interconnexion des modules par déphasage du fonctionnement des modules entre	
	eux	139
6.2	Dimensionnement du bus continu : Étude de la stabilité de la plateforme	149
6.3	Modélisation et simulation de la plateforme composée de 10 modules	155
Concl	usion générale	161
	xe A Caractérisation des pompes hydrauliques centrifuges	165
A. 1	Détermination empirique des courbes de fonctionnement en mode turbine à partir	
	de la caractéristique de la pompe	
A.2	2 Caractéristiques des pompes centrifuges BP et HP	166
	xe B Caractéristiques des convertisseurs BP et HP	168
B.1	Données constructeur du module IGBT BP	168
B.2	2 Données constructeur du module IGBT HP	168
Anne	xe C Calcul de la masse d'une MSAP	170
Anne	xe D Données du banc d'essai expérimental	171
D.1	Données de la MSAP	171
D.2	2 Données de la MCC	172
Anne	xe E Calcul des impédances d'entrée et de sortie pour l'étude de stabilité	173
$\mathbf{E}.1$	Impédance d'entrée de l'ensemble {convertisseur - MSAP}	173
E.2	2 Impédance de sortie du convertisseur côté réseau	174
Liste	des publications	176
Biblio	ographie	177

Remerciements

Les travaux rapportés dans ce document sont le fruit d'une collaboration entre le laboratoire IREENA (Institut de Recherche en Énergie Électrique de Nantes Atlantique) de l'Université de Nantes et l'équipe nantaise de R&I de la société Segula Technologies dans le cadre du projet REMORA, système de stockage de l'énergie électrique par air comprimé en milieu marin.

Je souhaite en premier lieu remercier Mohamed Fouad BENKHORIS pour m'avoir fait confiance, pour avoir fait confiance au projet REMORA, et pour avoir accepté de diriger mes travaux de thèse avec enthousiasme et bonne humeur pendant ces trois dernières années. Je remercie mes encadrants de thèse, Luc MOREAU et René AUBREE, ainsi que Nicolas BERNARD pour avoir accepté de contribuer à l'aboutissement de ce travail. Une petite pensée également pour Franck et Christine qui sont toujours là quand on a besoin d'eux ainsi qu'à l'ensemble des membres du laboratoire.

Je souhaite ensuite exprimer ma gratitude envers Thibault NEU pour porter le projet RE-MORA avec passion depuis plusieurs années et de m'avoir permis de travailler sur ce sujet d'une grande originalité. Merci pour le suivi et l'encadrement des travaux bien qu'il ait fallu m'expliquer des centaines de fois ce qu'est un échange thermique convectif et comment fait-on de la compression quasi isotherme.

Je joins ces remerciements à David GUYOMARC'H, responsable R&I de l'agence nantaise, ainsi qu'à l'ensemble de mes collègues de Segula avec qui j'ai été ravi de travailler. Je leur souhaite le meilleur pour l'avenir du projet REMORA pour lequel je suis fière d'avoir contribué.

Pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail et les questions et remarques qui ont suivi, je remercie l'ensemble des membres de mon jury. Merci à Madame Betty LEMAIRE-SEMAIL d'avoir présidé le jury. Merci à Messieurs Yacine AMARA et Mickaël HILAIRET d'avoir accepté de rapporter le manuscrit. Merci à Madame Delphine RIU et Monsieur Hamid GUALOUS, pour avoir suivi le déroulement de cette thèse en tant que membres du comité de suivi puis en tant qu'examinateurs.

Un grand merci à mon collègue de bureau, Anthony, pour sa bonne humeur, toutes ses discussions plus ou moins scientifiques et parce qu'il est aussi bon râleur que moi. Merci à Sarra, ma copine du labo, parce qu'elle ne me refuse jamais une pause café. Je remercie enfin Nidhal, Quentingg et Corentingg, Ryad, Jean-Marie, Christophe ainsi que l'ensemble des doctorants et leur souhaite pleine réussite.

Je termine par remercier ma famille, mes amis et notamment Julie, Diane et Charlène pour m'avoir supporté et écouté, consciente de ne leur avoir (presque) que parlé de ma thèse pendant 3 ans. Je m'excuses les filles! Enfin, un grand merci à Rémi pour toutes les raisons possibles.

Liste des symboles

Accronymes		
A-CAES	Adiabatic Compressed Air Energy Storage	
BEP	Best Efficiency Point	
BP	Basse Puissance	
CAES	Compressed Air Energy Storage	
CVS	Convertisseur de puissance	
EnR	Énergie Renouvelable	
HP	Haute Puissance	
I-CAES	Isothermal Compressed Air Energy Storage	
MLI	Modulation de Largeur d'Impulsion	
MSAP	Machine Synchrone à Aimants Permanents	
NSGA	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm	
REMORA	Réservoir d'Énergie en Milieu Océanique par Rétention d'Air	
STEP	Station de Transfert par Énergie Potentielle	
TES	Thermal Energy Storage	
Constantes		
$\alpha, \beta, \gamma, \gamma_0, u, \delta$	Paramètres géométriques de la MSAP	
$\Delta heta$	Échauffement moyen de la MSAP sur un cycle de fonctionnement	$[^{\circ}C]$
γ_{adiab}	Indice adiabatique du gaz parfait	
λ	Ordre du régulateur de vitesse	
\mathcal{L}_g	Inductance du filtre réseau	[H]
\mathcal{L}_s	Inductance cyclique d'entrefer	[H]
\mathcal{R}_c	Résistance élémentaire d'un conducteur	$[\Omega]$
\mathcal{R}_f	Résistance des pertes fer	$[\Omega]$
\mathcal{R}_g	Résistance du filtre réseau	$[\Omega]$
\mathcal{R}_s	Résistance statorique	$[\Omega]$
$\mathcal{R}_{0_i},\mathcal{R}_{0_d}$	Résistances internes d'un IGBT et d'une diode	$[\Omega]$
μ_{r_a}	Permittivité relative de l'aimant	
ω_{0_i}	Bande passante de la boucle de courant	$[s^{-1}]$
ω_{0_v}	Bande passante de la boucle de vitesse	$[s^{-1}]$
Φ_0	Flux totalisé à vide	[Wb]
ho	Masse volumique	$[\mathrm{kg.m^{-3}}]$
$ ho_{cu}$	Résistivité du cuivre	$[\Omega.\mathrm{m}]$

$ au_i$	Constante de temps du correcteur de courant	[s]
$ au_v$	Constante de temps du correcteur de vitesse	[s]
$ au_{dc}$	Constante de temps du correcteur de tension	[s]
$ au_{g_i}$	Constante de temps du correcteur des courants côté réseau	[s]
ξ_i	Coefficient d'amortissement de la boucle de courant	
ξ_v	Coefficient d'amortissement de la boucle de vitesse	
$a_{0,,2}$	Coefficients d'interpolation de la hauteur à vitesse nominale	
$a_{0,,2}^{'}$	Coefficients d'interpolation de la hauteur d'eau pour quelcone	que vitesse
B_f	Fondamental de l'induction d'entrefer à vide	[T]
B_r	Induction rémanente de l'aimant	[T]
$b_{0,,3}$	Coefficients d'interpolation de la puissance à vitesse nominale	2
$b_{0,,3}^{\prime}$	Coefficients d'interpolation de la puissance pour quelconque v	vitesse
c_p	Capacité thermique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_v	Capacité calorifique à volume constant	$[{ m J.K^{-1}}]$
C_{bus}	Capacité du bus continu	[F]
e	Largeur d'entrefer	[m]
E_g	Valeur efficace de la tension réseau	[V]
e_{mg}	Épaisseur d'aimant	[m]
f_m	Coefficient de frottements visqueux de la machine électrique	$[\mathrm{kg.m^2.s^{-1}}]$
f_{sw}	Fréquence de découpage de la MLI	$[\mathrm{Hz}]$
g	Accélération de la pesanteur	$[{\rm m.s^{-2}}]$
h	Coefficient d'échange thermique	$[{ m W.m^{-2}.K^{-1}}]$
I_{seuil}	Courant limite admissible par les IGBTs	[A]
J	Inertie totale	$[\mathrm{kg.m^2}]$
J_m	Inertie de la machine électrique	$[\mathrm{kg.m^2}]$
J_p	Inertie de la pompe hydraulique	$[\mathrm{kg.m^2}]$
k_f	Taux de remplissage global des encoches par rapport au state	or
K_i	Gain du correcteur de courant	
k_L	Facteur de correction de la longueur active	
k_t	Pourcentage d'ouverture de l'encoche	
K_v	Gain du correcteur de vitesse	
k_w	Coefficient de bobinage	
K_{Φ}	Constante du couple de la MSAP	$[\mathrm{Wb}^{-1}]$
K_{BEP}	Constante du couple de la MCC	$[\mathrm{N.m.A^{-1}}]$
$k_{C_{p\eta_p}}$	Constante de couple à isorendement	[N.m.s]
$k_{C_{p_{BEP}}}$	Coefficient de similitude hydraulique du couple le long de la lig	ne BEP [N.m.s]
K_{dc}	Gain proportionnel du correcteur de tension	
k_{ec}	Coefficient des pertes par courant de Foucault	$[W.s^2.T^{-1}.m^3]$
k_{f_0}	Taux de remplissage d'une encoche	
K_{g_i}	Gain proportionnel du correcteur des courants côté réseau	

$k_{H_{eau\eta_p}}$	Constante de hauteur d'eau à isorendement	[m.s]
$k_{H_{eauBEP}}$	Constante de hauteur d'eau sur la courbe BEP	[m.s]
k_{hy}	Coefficient des pertes par hystérésis	$[{ m W.s.T^{-1}.m^3}]$
$k_{Q_v\eta_p}$	Constante de débit à isorendement	$[\mathrm{m}^3]$
$k_{Q_{vBEP}}$	Constante de débit sur la courbe BEP	$[\mathrm{m}^3]$
k_{sw}	Constante d'énergie d'activation de l'IGBT	$[J.A^{-1}]$
L	Longueur active	[m]
m_{air}	Masse d'air dans la chambre de compression	[kg]
m_{MSAP}	Masse de la MSAP	[kg]
n_c	Nombre de conducteurs/pôle/encoche	
p	Nombre de paires de pôles	
P_0	Pression de l'air à l'état initial	[Pa]
P_{atm}	Pression atmosphérique de l'air	[Pa]
P_{BP}	Pression de l'air à l'issue de l'étage BP	[Pa]
P_{HP}	Pression de l'air à l'issue de l'étage HP	[Pa]
$P_{stockage}$	Pression de stockage de l'air dans le réservoir	[Pa]
R	Rayon statorique extérieur	[m]
R_s	Rayon statorique intérieur	[m]
R_w	Rayon de fond d'encoche	[m]
S	Section de la chambre de compression	$[\mathrm{m}^2]$
S_c	Surface d'un conducteur	$[\mathrm{m}^2]$
S_{cour}	Surface de la couronne dentaire	$[\mathrm{m}^2]$
S_{th}	Surface d'échange thermique de la MSAP	$[m^2]$
T_{amb}	Température ambiante du milieu extérieur	[K]
$T_{compression}$	Durée active de la conversion de puissance égale à 180 s	[s]
T_{cycle}	Temps de cycle	[s]
T_{r_i}	Temps de réponse en boucle fermée des boucles de courant	[s]
T_{r_v}	Temps de réponse en boucle fermée de la boucle de vitesse	[s]
U_{dc}	Tension du bus continu	[V]
V_c	Volume dans la culasse	$[\mathrm{m}^3]$
V_d	Volume des dents	$[\mathrm{m}^3]$
V_{0_i}, V_{0_d}	Tensions de seuil dans un IGBT et dans une diode	[V]
V_0	Volume de l'air à l'état initial	$[\mathrm{m}^3]$
$V_{ce_{max}}$	Tension maximale de l'IGBT	[V]
V_{seuil}	Tension limite admissible par l'onduleur	[V]
V_{tank}	Volume du réservoir d'air comprimé	$[\mathrm{m}^3]$
Vol	Volume de la MSAP	$[\mathrm{m}^3]$
x_{th}	Taux de chaleur extraite des extrémités de la MSAP	-
y	Facteur d'échelle de la vitesse de rotation	
z	Facteur d'échelle de la puissance mécanique	

Indices, Exposants

*	Grandeur de référence	
^	Amplitude	
d	Composante projetée sur l'axe d	
i	Chambre de compression dans laquelle opère le sous-système BP	
j	Chambre de compression dans laquelle opère le sous-système HP	
max	Maximum	
N	Nominal	
opt	Optimal	
q	Composante projetée sur l'axe q	
[A'B]	Chemin parcouru par la compression adiabatique entre l'état inter A' et l'état final B	rmédiaire
[AA']	Chemin parcouru par la compression adiabatique entre l'état ini l'état intermédaire A'	tial A et
[AB]	Chemin parcouru par la compression entre l'état initial A et l'état	final B
[BA]	Chemin parcouru par la détente entre l'état final B et l'état initial	A
expé	Constante ou variable du banc d'essai à échelle réduite	
réel	Constante ou variable du dispositif pleine échelle	
Variables		
α_{mcc}	Rapport cyclique de la MLI du convertisseur pilotant la MCC	
$\delta heta$	Élévation de température à l'instant t	[K]
δQ	Quantité élémentaire d'énergie thermique	[J]
η_p	Rendement d'une pompe hydraulique	
η_{adiab}	Rendement thermodynamique adiabatique	
η_{iso}	Rendement thermodynamique isotherme	
\mathcal{E}_{η_p}	Erreur relative sur le rendement de la pompe	
\mathcal{E}_{Ω}	Erreur relative sur la vitesse de rotation	
Ω	Vitesse de rotation	$[{\rm rad.s}^{-1}]$
ω_e	Vitesse électrique	$[{\rm rad.s}^{-1}]$
ω_g	Pulsation du réseau électrique	$[{\rm rad.s^{-1}}]$
ϕ	Angle formé par la tension V et le courant I	[rad]
Ψ	Angle d'auto-pilotage	[rad]
B_c	Induction dans la couronne statorique	[T]
B_e	Induction d'entrefer à vide	[T]
B_r	Induction d'entrefer résultante	[T]
B_s	Induction de réaction d'induit	[T]
C_m	Couple électromagnétique	[N.m]
C_p	Couple de la pompe	[N.m]
$C_{\Omega}(p)$	Correcteur de vitesse	
$C_{dc}(p)$	Correcteur de la boucle de tension	
$C_{I_d}(p), C_{I_q}(p)$	Correcteurs des courants I_d et I_q	

$C_{I_{g_d}}(p), C_{I_{g_q}}(p)$	Correcteur des courants I_{g_d} et I_{g_q}	
dU	Quantité élémentaire de l'énergie interne de l'air	[J]
dW	Quantité élémentaire de travail mécanique	[J]
E	Force électromotrice de la MSAP	[V]
$E_{cycle_{tot}}$	Énergie pneumatique produite par cycle dans la plateforme	[J]
E_{cycle}	Énergie pneumatique produite par cycle et par module	[J]
E_{tank}	Capacité énergétique totale du réservoir	[J]
F_m	Force magnétomotrice	[A]
$F_{bo_{\Omega}}(p)$	Fonction de transfert en boucle ouverte de de la vitesse	
$F_{bo_{dc}}(p)$	Fonction de transfert en boucle ouverte de la boucle de tension	
$F_{bo_{I_d}}(p), F_{bo_{I_q}}(p)$	Fonction de transfert en boucle ouverte des courants I_d et I_q	
$F_{bo_{I_{g_d}}}(p), F_{bo_{I_{g_q}}}(p)$	Fonction de transfert en boucle ouverte des courants I_{g_d} et I_{g_q}	
H_{eau}	Hauteur d'eau (ou manométrique)	[m]
I	Courant statorique	[A]
I_g	Valeur efficace du courant triphasé du covnetisseur côté réseau	[A]
I_i	Courant moyen sur l'axe i avec i = 1, 2 ou 3	[A]
i_i	Courant instantanné sur l'axe i avec i = 1, 2 ou 3	[A]
I_0	Courant magnétisant	[A]
I_{dc_g}	Courant DC du convertisseur côté réseau	[A]
I_{dc_m}	Courant DC par module	[A]
I_{dc}	Courant moyen DC	[A]
i_{dc}	Courant instantanné DC	[A]
I_f	Courant traversant la résistance des pertes fer	[A]
I_g	Courant en entrée du convertisseur réseau	[A]
I_{mcc}	Courant d'induit dans la MCC	[A]
m	Indice de modulation de la MLI	
m_g	Indice de modulation du convertisseur côté réseau	
N_{cycles}	Nombre de cycles total permettant une charge complète de REMORA $$	
P_g	Puissance active échangée avec le réseau	[W]
P_h	Puissance hydraulique	[W]
P_i, P_d	Pertes par conduction dans un IGBT et une diode	[W]
P_m	Puissance mécanique	[W]
$P_{A'}$	Pression de l'air à l'état A^\prime au cours de la compression adibatique	[Pa]
P_{air}	Pression de l'air	[Pa]
P_A	Pression initiale de l'air	[Pa]
P_B	Pression finale de l'air	[Pa]
P_{cond}	Pertes par conduction dans le convertisseur	[W]
P_{CVS}	Pertes dans le CVS	[W]
P_{hy}	Pertes par hystéresis	[W]
P_J	Pertes par effet Joule	[W]

P_{mg}	Pertes fer	[W]
P_{MSAP}	Pertes dans la MSAP	[W]
P_{sw}	Pertes par commutation	[W]
Q_g	Puissance réactive échangée avec le réseau	[VAR]
Q_v	Débit volumique	$[{\rm m}^3.{\rm s}^{-1}]$
S_g	Puissance apparente du convertisseur côté réseau	[VA]
S_{CVS}	Puissance apparente du convertisseur	[VA]
$T_{A'}$	Température de l'air à l'instant A^\prime au cours de la compression adiba	tique [K]
T_{air}	Température de l'air dans la chambre de compression	[K]
T_A	Température de l'air à l'instant initial	[K]
T_{sw}	Période de commutation de la MLI	[s]
U_g	Tension efficace entre phases du réseau en entrée de la plateforme	[V]
$u_i, \ \bar{u_i}$	Fonctions de commutation réciproques sur les IGBTs du i-ème bras	
V	Tension statorique	[V]
V'	Tension découplée	[V]
V_{i}	Tension moyenne sur l'axe i avec i = 1, 2 ou 3	[V]
v_i	Tension instantannée sur l'axe i avec i = 1, 2 ou 3	[V]
$V_{A'}$	Volume d'air à l'état A^\prime au cours de la compression adibatique	$[\mathrm{m}^3]$
V_{air}	Volume de l'air	$[\mathrm{m}^3]$
V_A	Volume initial d'air	$[\mathrm{m}^3]$
V_f	Volume de fluide	$[\mathrm{m}^3]$
V_g	Tension en entrée du convertisseur réseau	[V]
V_{mcc}	Tension aux bornes de la MCC	[V]
V_{RC}	Tension aux bornes de la charge RC	[V]
W_{adiab}	Travail mécanique reçu par l'air lors d'une transformation adiabatic	que [J]
W_{iso}	Travail mécanique reçu par l'air au cours d'une transformation isoth	nerme [J]
$X_{abc o dq}$	Matrice de passage du repère abc au repère dq	
$X_{dq o abc}$	Matrice de passage du repère dq au repère abc	
Z_{in}	Impédance d'entrée de la charge	
Z_{out}	Impédance de sortie du convertisseur côité réseau	
B_d	Induction dans les dents	[T]

Lexique

Chaîne de conversion élémentaire c'est le mécanisme élémentaire qui illustre le principe de la compression d'air quasi isotherme. Il se composera uniquement d'une seule pompe/turbine alimentant une seule chambre de compression.

Chaîne de conversion c'est la chaîne de conversion de puissance composée d'une machine électrique et d'une pompe hydraulique qui illustre le principe fondamental de la conversion électropneumatique dans REMORA de l'énergie électrique jusqu'à l'air comprimé.

Piston liquide il définit l'ensemble composé des deux pompes et des trois chambres de compression qui permettent d'activer la compression ou détende de l'air simultanément dans un module de REMORA. Il représente la charge mécanique totale.

Sous-systèmes de pompage BP et HP ils définissent respectivement les parties de conversion active des étages BP et HP soit les ensembles {Convertisseur - Machine - Pompe}.

Module de conversion de REMORA c'est le système de conversion électropneumatique complet composé des deux sous-systèmes de pompage BP et HP et du piston liquide.

Plateforme de conversion il s'agit de la plateforme complète composée de plusieurs modules en parallèle constituant la conversion de puissance à pleine échelle.

Station REMORA la station REMORA intègre la plateforme ainsi que le réservoir d'air comprimé.

Mode stockage ou mode pompage ce mode définit le fonctionnement de REMORA du réseau électrique vers le réservoir d'air comprimé pour stocker l'énergie électrique sous forme pneumatique.

Mode production ou mode turbinage il s'agit du fonctionnement inverse, du réservoir d'air comprimé vers le réseau électrique pour la restitution de l'énergie sous forme d'électricité.

Introduction générale

En France comme dans le reste du monde, le réseau électrique actuel connaît de nombreuses évolutions liées à la prise de conscience des problèmes environnementaux du système énergétique actuel et à la croissance exponentielle du besoin en énergie électrique. La perspective de la pénétration massive des énergies renouvelables de toute sorte dans un réseau électrique stable et sécurisé est fortement compromise par l'intermittence de la production. Ainsi, les solutions de stockage se révèlent être un allié certain au support du renouvelable et à la stabilité du réseau électrique. Il apparaît même comme une condition quasi systématique et nécessaire à l'intégration de parcs de production d'énergie renouvelable de grande puissance. De plus, avec le développement des EnRs, la décentralisation et l'indépendance du réseau électrique à l'échelle d'une île, d'une région voire d'un pays entier tendent à devenir de plus en plus fréquente. L'intégration de systèmes de stockage est présentée dans ce cas comme un moyen incontournable pour la gestion de la stabilité et la flexibilité du réseau.

Pour le déploiement des moyens de production décarbonés, l'océan propose un fort potentiel à exploiter de par la richesse des ressources énergétiques présentes (vent, courants marins, houle ...). De plus, présent à plus de 70 % sur la planète, le milieu marin est un lieu de production et de stockage de l'énergie électrique à très large échelle; là où l'implantation de systèmes de stockage massifs peut être limitée par les contraintes géographiques de la terre.

Dans ce contexte, l'entreprise Segula Technologies développe depuis 2013 une solution de stockage de l'énergie électrique sous forme d'air comprimé en milieu marin. Ce système de stockage, nommé REMORA (Réservoir d'Énergie en Milieu Océanique par Rétention d'Air), a pour objectif d'absorber les surproductions électriques pour les restituer en période de sous-production à l'échelle d'une région ou d'un pays au travers du réseau électrique. Il repose sur l'utilisation conjointe d'une technologie de compression et décompression d'air par piston liquide associée à l'utilisation d'un réservoir d'air sous-marin. Cette association permet de tirer le meilleur parti de ces concepts pour proposer une solution à haut rendement.

Ce système de stockage établit la conversion de l'énergie électrique en air comprimé et réciproquement selon une cascade énergétique multi physique. Le transfert d'énergie pouvant être qualifié de "flux tendu", le mécanisme interne de la compression de l'air présente des répercussions jusqu'à la connexion électrique et inversement.

En collaboration avec Segula Technologies et l'IREENA (Institut de Recherche en Énergie Électrique de Nantes Atlantique) de l'Université de Nantes, les travaux proposés dans cette thèse et rapportés dans ce document portent sur l'optimisation énergétique et le contrôle de la chaîne de conversion multi-machines électriques et multi-pompes hydrauliques pour la maximisation des performances énergétiques du système REMORA.

La présentation des travaux s'articule de la façon suivante :

— Le chapitre 1 propose un état de l'art général sur le stockage massif de l'énergie électrique.

Le contexte et les besoins de stockage de grande puissance dans les réseaux électriques sont abordés ainsi qu'un panorama des technologies développées à l'heure actuelle. Encore assez méconnu, une attention particulière est portée au stockage par air comprimé ou CAES (Compressed Air Energy Storage), du principe historique jusqu'aux technologies actuelles en cours de développement.

- Le chapitre 2 détaille le projet REMORA. Le principe de piston liquide quasi isotherme pour la compression d'air est explicité et une étude thermodynamique simple permet de mettre en évidence le gain significatif du rendement de la conversion. Pour la redondance des équipements et l'efficacité énergétique, ce mécanisme de piston liquide s'intègre dans une architecture de conversion électropneumatique étagée multi-machines et multi-pompes. La seconde partie de ce chapitre a donc pour but de présenter l'organisation générale de la conversion de puissance.
- Dans le chapitre 3, les études s'intéressent au contrôle du système de pompage qui active le mécanisme de piston liquide. L'étude des propriétés d'une pompe centrifuge ainsi que son comportement statique et dynamique permettent de développer une structure de commande à vitesse variable qui contraint les pompes aux points de meilleure efficacité au cours de la compression de l'air.
- Les lois de commandes optimales soumettent la conversion électromécanique à un fonctionnement cyclique et fluctuant. Le chapitre 4 s'intéresse alors au dimensionnement des sous-systèmes {convertisseur machine électrique} qui alimentent les pompes en prenant en compte l'ensemble des points de fonctionnement. Une méthodologie de conception minimisant les pertes de l'ensemble du sous-système est développée avec la prise en compte des pertes du convertisseur et des lois de défluxage dans l'optimisation géométrique.
- Le chapitre 5 propose de valider le fonctionnement optimal d'un module de conversion. La modélisation du module et de sa structure de régulation de vitesse est développée afin d'analyser les performances de suivi de vitesse variable par la simulation. Un banc d'essai expérimental est présenté et permet une validation expérimentale du concept de fonctionnement cyclique pour la compression d'air. Enfin, la structure de régulation vectorielle est améliorée afin d'intégrer le calcul automatique de la consigne de courant qui minimise les pertes en ligne.
- Finalement, dans le chapitre 6, nous proposons d'étendre l'étude à la plateforme de conversion complète composée de modules en parallèle. Après avoir discuté de l'architecture interne de raccordement inter modules, une configuration de fonctionnement par entrelacement est proposée et analysée vis-à-vis des performances énergétiques de l'électronique de puissance embarquée. Une attention particulière est portée au dimensionnement du bus continu qui garantit la stabilité de la plateforme. Enfin, la simulation finale permet d'étudier le bon fonctionnement de la plateforme de stockage à pleine échelle.

Chapitre 1

État de l'art sur le stockage massif de l'énergie électrique

Sommaire				
1.1	Con	texte et	enjeux du stockage de l'énergie électrique	14
	1.1.1	Context	e énergétique général	14
	1.1.2	Le rôle d	lu stockage dans ce contexte	16
1.2	Pan	orama d	es technologies existantes	17
	1.2.1	Les prin	cipales technologies de stockage massif et leurs applications	18
		1.2.1.1	Stockage de type mécanique	18
		1.2.1.2	Stockage de type électrochimique	20
		1.2.1.3	Stockage de type thermique	21
	1.2.2	Le stock	age en mer	21
		1.2.2.1	STEP	21
		1.2.2.2	Stockage gravitaire océanique	23
		1.2.2.3	CAES sous-marin	23
1.3	Le s	tockage	par air comprimé	${\bf 24}$
	1.3.1	Le stock	rage CAES	25
		1.3.1.1	Historique	25
		1.3.1.2	Principe de fonctionnement	25
		1.3.1.3	Bilans énergétiques	26
	1.3.2	Dévelop	pement de technologies alternatives	27
		1.3.2.1	A-CAES	28
		1.3.2.2	I-CAES	29

Introduction

L'électricité est un vecteur énergétique; elle se transporte, mais ne se stocke pas ou en très faible quantité. Le stockage de l'électricité nécessite donc une conversion énergétique sous une autre forme d'énergie. La chaîne de puissance permettant cette conversion confère au système de stockage des contraintes d'opération et un certain rendement énergétique. De plus, chaque forme énergétique sous laquelle a lieu le stockage impose des restrictions de mise en place et de capacités. Ainsi, le développement des moyens de stockage à grande échelle prend part aux grands défis technologiques de notre époque dans un contexte énergétique mondial tendu et en pleine mutation.

Après avoir établi les enjeux et attentes majeurs liés au stockage pour les réseaux électriques à venir, un panorama des technologies existantes de capacité massive est détaillé. Une partie de ce chapitre est ensuite consacrée au stockage par air comprimé, du principe historique développé dans les années 1970s aux avancées scientifiques actuelles et futures.

1.1 Contexte et enjeux du stockage de l'énergie électrique

1.1.1 Contexte énergétique général

L'Agence Internationale de l'Énergie (IEA : International Energy Agency) a mis en corrélation les besoins en énergie électrique dans les années à venir avec l'augmentation exponentielle démographique et économique à l'échelle mondiale [1]. Ce phénomène est en majeure partie lié à la croissance rapide des pays émergents tels que l'Inde et la Chine. La figure 1.1 donne l'évolution prédite de la demande en énergie électrique d'ici 2040. Sur la figure 1.1a, l'évolution des répartitions énergétiques entre différentes régions du monde met en évidence le besoin accru en électricité et montre que l'Inde et la Chine représenteront à elles seules près de 50 % de la demande mondiale. L'Afrique, le Moyen-Orient et l'Asie du Sud-Est devraient doubler les besoins en énergie. Quant à l'Union européenne et les États-Unis qui ont déjà connu leur ère d'industrialisation massive, la tendance à venir s'inscrit dans une démarche de recherche d'efficacité énergétique pour la réduction du besoin. Finalement, comme le montre la figure 1.1b, la demande mondiale en énergie électrique devrait tout de même atteindre 26.10³ TWh dans 20 ans, soit augmenter de 40 % par rapport au besoin en 2016.

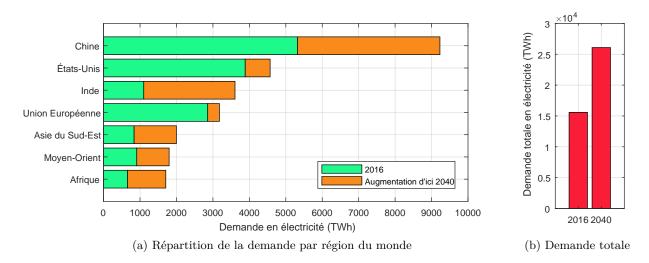


FIGURE 1.1: Prévision de la demande mondiale en énergie électrique d'ici 2040 [1]

Face à cette expansion, nos principales sources de production d'énergie électrique sont polluantes et émettrices de gaz à effet de serre. La dernière convention sur le climat a permis de mettre en évidence une augmentation de 6 °C de la température moyenne à la surface de la Terre dans les années à venir si le système énergétique actuel est maintenu [2]. La prévention des dommages irréversibles au climat mondial nécessite finalement une décarbonation majeure des sources d'énergie. Ainsi, un des défis énergétiques des années à venir sera d'accompagner la croissance en énergie électrique avec le déploiement de la production issue des énergies renouve-lables.

Dans son dernier rapport, l'IEA publie le scénario pour 2050 donné sur la figure 1.2 dans lequel il est envisagé une réduction de l'échauffement à la surface de la Terre de 2 °C. L'histogramme montre alors que dans les quatre principales régions consommatrices d'électricité, une augmentation de 30 % de la part des énergies renouvelables d'ici 2050 est nécessaire pour atteindre l'objectif - 2 °C. Celle-ci devra représenter entre 27 % et 44 % de la production électrique selon les régions.

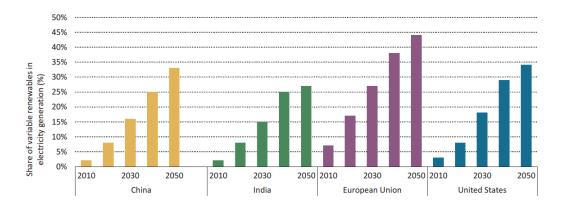


FIGURE 1.2: Évolution de la part des énergies renouvelables par région mondiale pour une réduction de 2 °C de la température moyenne terrestre en 2050 [1]

Le même constat est réalisé en France par l' ADEME qui donne son schéma de prévision à l'échelle nationale à l'horizon 2050. La figure 1.3 donne l'évolution du mix énergétique entre 2010 et 2050 dans le cas d'une réduction par 4 des émissions de $\rm CO_2$ avec la part du nucléaire dans le mix énergétique national abaissée à 25 %. Ce scénario envisage la réduction par deux de la consommation énergétique totale avec l'augmentation par deux de la part des énergies renouvelables.

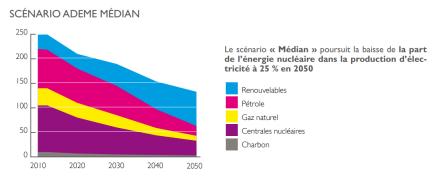


FIGURE 1.3: Évolution de la production d'électricité en Mtep d'énergie primaire dans le cas de la division par 4 des émissions de CO_2 d'ici 2050 et 25 % d'énergie nucléaire [3]

1.1.2 Le rôle du stockage dans ce contexte

Les scénarios envisagés en faveur de la transition énergétique s'avèrent être ambitieux avec la perspective d'un développement important du taux de pénétration des énergies renouvelables dans le mix énergétique.

Majoritairement représentées par l'éolien et le solaire, les énergies renouvelables sont des moyens de production dépendants des conditions climatiques. Ainsi, le déploiement de telles sources dans la production d'électrique fait pressentir un fort déséquilibre du réseau électrique ainsi que des problématiques de stabilité et de sécurité. Dès lors, l'intégration de systèmes de stockage dans le réseau électrique apparaît comme un support majeur à l'expansion de ces producteurs dans un réseau électrique fiable et sécurisé. Le couplage d'un parc EnR de grande puissance avec un moyen de stockage devient une combinaison quasi systématique pour le développement de la production EnR. La figure 1.4 donne le principe d'application d'un stockage couplé avec un parc éolien. Le stockage permet alors d'absorber et de restituer de l'énergie de telle sorte à lisser la courbe de production pour une intégration stable de la production sur le réseau électrique. La figure 1.5 donne un exemple d'applications de couplage de batteries avec une production éolienne et solaire où les batteries permettent une atténuation des fluctuations de puissance.

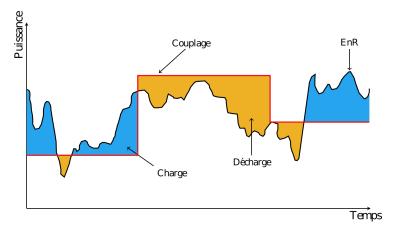


FIGURE 1.4: Exemple d'utilisation du stockage pour la mutualisation avec un parc de production EnR de type éolien (modifié de [4])

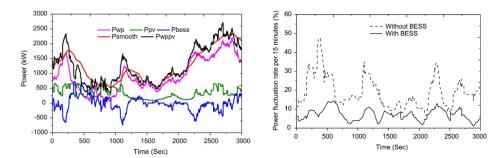


FIGURE 1.5: Lissage des fluctuations de la production éolienne et solaire à l'aide de batteries (BESS : Battery Energy Storage System) [5]

Les moyens de stockage permettent un levier de flexibilité de la puissance supplémentaire. En effet, la France compte actuellement une puissance installée de l'ordre de 130 GW. La figure 1.6 compare l'évolution de la puissance réellement consommée au cours du mois le plus chaud et le

mois le plus froid de l'année 2018. On observe alors une grande amplitude des fluctuations entre le pic de consommation maximum de 96 GW atteint en février, soit un facteur d'utilisation des ressources de 74 %, et le minimum de 32 GW atteint en août représentant un facteur de charge de 25 %. À cause du manque de flexibilité des moyens de production actuels, ce surdimensionnent permet d'assurer les pics de consommation et de garantir au consommateur une continuité de la production tout au long de l'année. Dans ce cas, l'implantation du stockage massif apporterait un levier de flexibilité supplémentaire et une réserve pour subvenir rapidement aux besoins occasionnels de pics de puissance. Par conséquent, le stockage permettrait de maximiser le taux d'utilisation des ressources et donc d'envisager à terme une réduction de la production totale déployée sur le territoire.

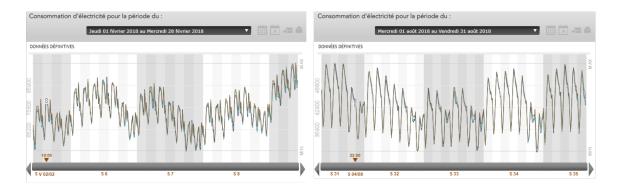


FIGURE 1.6: Courbes de consommation d'électricité en France en février et en août 2018 (Source : RTE)

Enfin, le stockage permet la décentralisation du réseau électrique. Pour les réseaux de petite taille, à l'échelle d'une région ou d'une île, les énergies renouvelables associées à des solutions de stockage permettent l'autonomie et l'indépendance énergétique vis-à-vis du réseau national dans des conditions de fonctionnement stables et pérennes [6,7]. De même, l'IEA rappelle que bien que la demande en électricité devrait connaître une croissance accrue dans les années à venir, près d'un demi-milliard de personnes resteront toujours privées d'électricité. Ainsi, le stockage permettra également d'augmenter l'accès à l'énergie électrique dans les zones rurales non connectées [8,9].

1.2 Panorama des technologies existantes

Un système de stockage se caractérise par la nature sous laquelle l'énergie électrique est convertie pour être ensuite stockée. La figure 1.7 synthétise les principaux types de stockage existants : mécanique, chimique, thermique, électrochimique ou électrique.

Les technologies de stockage peuvent être classifiées en deux grandes familles : le stockage dit stationnaire ou fixe et le stockage embarqué. Le stockage stationnaire répond à des besoins de grande puissance en appui au réseau électrique et aux sites de production d'énergies renouvelables. Le stockage embarqué, représenté en majeure partie par les batteries, correspond aux applications nécessitant une autonomie énergétique de type électrique sans fil comme l'électronique, l'outillage ou encore le transport électrique.

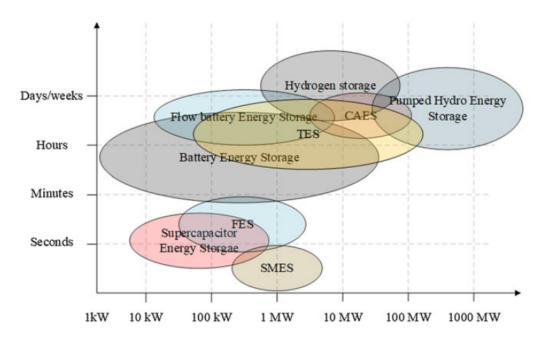


FIGURE 1.7: Classifications des technologies de stockage existantes [10]

1.2.1 Les principales technologies de stockage massif et leurs applications

À chaque système de stockage est associé une puissance (en W) et une capacité de fonctionnement (en Wh) ou un temps de fonctionnement (en h). On s'intéresse ici à la catégorie du stockage stationnaire massif, c'est-à-dire avec des puissances supérieures au MW et des temps de décharge supérieure à l'heure (voir fig. 1.7), correspondant à des capacités de stockage supérieures au MWh. C'est la catégorie dans laquelle s'inscrit le stockage REMORA qui sera détaillé plus tard. Seuls les types de technologie les plus représentatifs du stockage sont décrits ci-dessous.

1.2.1.1 Stockage de type mécanique

Le stockage de type mécanique regroupe l'ensemble des technologies qui stockent l'énergie sous forme d'énergie potentielle ou d'énergie cinétique.

a) STEP

Parmi elles, la Station de Transfert par Énergie Potentielle (STEP) est la technologie de stockage de grande capacité la plus mature à l'heure actuelle. En 2016, elle représentait plus de 96 % des ressources en stockage à l'échelle mondiale :

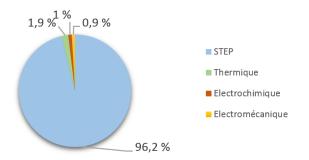


FIGURE 1.8: Répartition de la nature de la capacité de stockage mondiale [11]

Une STEP est une installation hydroélectrique comportant deux bassins séparés par un important dénivelé et reliés au travers d'un système de canalisation et d'une pompe hydraulique alimentée par une machine électrique. Le principe de fonctionnement est donné sur la figure 1.9. En mode stockage, l'électricité acheminée permet d'actionner le système de pompage pour déplacer l'eau du réservoir inférieur vers le réservoir supérieur. L'augmentation de la hauteur, ΔH , entre les deux bassins permet alors de stocker la quantité d'énergie, E_{STEP} , selon la relation suivante :

$$E_{STEP} = m_{eau}g\Delta H \tag{1.1}$$

avec m_{eau} la masse d'eau stockée et g la constante d'accélération de la pesanteur. En mode production, l'eau du bassin supérieur est libérée vers le bassin inférieur au travers de la pompe qui fonctionne en mode réversible. Celle-ci entraîne la machine électrique à fonctionner en génératrice, ce qui permet de restituer l'énergie sous forme d'électricité.

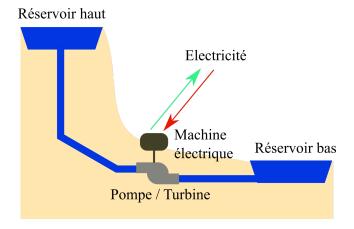


FIGURE 1.9: Principe de fonctionnement d'une STEP

Les principaux avantages de cette technologie sont les suivants [12, 13]:

- Une amplitude de la capacité de stockage importante : la STEP de Bath County aux États-Unis est la plus grande station existante avec une capacité de stockage avoisinant les 31 GWh;
- Une longue durée de vie de l'installation, supérieure à 50 ans;
- L'efficacité moyenne de l'ordre de 70 % et qui peut atteindre 85 % pour les installations les plus modernes ou remises à niveau avec notamment l'utilisation de la vitesse variable;
- La possibilité de rendre plusieurs services au réseau, du service journalier jusqu'au service intersaisons.

L'ensemble de ces avantages a finalement permis un déploiement massif de la technologie. La STEP apparaît aujourd'hui comme la technologie de stockage de puissance supérieure au MW la plus appropriée pour l'intégration des énergies renouvelables, notamment de type éolien, dans un réseau autonome [14,15].

Toutefois, les STEPs nécessitent un environnement géographique spécifique contraignant le lieu d'implantation d'une telle station de stockage. La zone d'installation typique est celle des massifs montagneux, qui ne correspondent généralement pas aux plus grands centres de consommation électrique. Ainsi, avec la décentralisation des réseaux électriques, il devient important de regrouper le stockage au plus près des sources de production et de consommation, notamment pour éviter les pertes en ligne. De plus, la mise en place d'une station

STEP nécessite souvent la modification du site d'accueil pour la construction d'une telle infrastructure, ce qui a un impact environnemental important.

b) CAES

Le stockage de l'énergie par air comprimé ou CAES (Compressed Air Energy Storage) consiste à stocker l'énergie sous forme d'air comprimé dans des cavités souterraines de grand volume. En phase de stockage, l'électricité alimente un dispositif de compression mécanique à air pour compresser l'air avant de l'acheminer vers la caverne de stockage. Ensuite, en phase de restitution, l'air est détendu au sein d'une turbine à air et permet d'actionner un générateur qui produit de l'énergie électrique. Toutefois, la compression d'air s'accompagne d'un échauffement thermique qui dégrade les performances du CAES.

La présente étude s'inscrit dans le cadre du stockage CAES donc la partie suivante est entièrement dédiée au CAES et aux avancées technologies qui permettent l'amélioration du rendement.

c) Volants d'inertie

Les volants d'inertie se composent de masses qui sont mises en rotation à très haute vitesse sur un arbre de rotation. L'énergie est stockée sous forme d'énergie mécanique cinétique. Plus la vitesse de rotation de la masse est élevée et plus l'énergie accumulée augmente. Cette technologie a l'avantage d'avoir une durée de vie importante et un taux de maintenance faible. Cependant, la capacité de stockage reste aujourd'hui trop faible pour considérer le volant d'inertie dans la catégorie du stockage massif de l'énergie électrique [16].

1.2.1.2 Stockage de type électrochimique

a) Batteries électrochimiques

Le stockage électrochimique au sein des batteries consiste à générer une réaction chimique d'oxydoréduction qui permet le stockage de l'énergie par accumulation des électrons entre deux électrodes. Le sens du déplacement des électrons entre les deux plaques métalliques définit le sens de la conversion.

Plus connu pour des applications de petite puissance pour les systèmes de type sans-fil ou embarqués, depuis quelques années, l'intérêt porté pour le stockage massif sous forme de batteries a considérablement augmenté. Ceci est principalement dû à la baisse significative du coût d'une batterie (fig. 1.10) au cours des années à venir, la facilité à installer dans n'importe quel endroit de la planète un système de stockage à base de batteries et un bon rendement (supérieur à 60%).

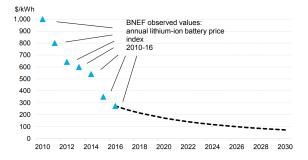


FIGURE 1.10: Prédiction de l'évolution du prix des batteries de type Lithium-Ion pour les années à venir (Source : Bloomberg New Energy Finance)

Par la mise en parallèle et en série des batteries et grâce à leur temps de réponse rapide comparé aux autres solutions, celles-ci semblent aujourd'hui capables de supporter tout type

de fonctionnement au sein d'un réseau électrique avec une part importante de la production issue de sources EnR [17,18].

Toutefois, l'utilisation à long terme et à grande échelle du stockage électrochimique est discutable, car la technologie est dépendante d'une ressource primaire épuisable et possède un impact environnemental et des émissions de CO_2 loin d'être nulles [19].

b) Sous forme d'hydrogène

Il s'agit ici du stockage sous forme d'hydrogène. Cela consiste à stocker l'énergie via un électrolyseur, qui convertit l'électricité en hydrogène et oxygène. Cette énergie chimique est ensuite restituée sous forme d'électricité au travers d'une pile à combustible, qui, au contact d'oxygène, peut reconvertir de l'hydrogène en énergie électrique.

Bien que ce type de stockage ait trouvé son intérêt pour le lissage de la production d'un parc d'énergie renouvelable [20], le problème principal limitant le développement à grande capacité reste le rendement faible (de 30 à 50 %) d'un cycle de stockage ainsi que le coût élevé.

1.2.1.3 Stockage de type thermique

Le stockage thermique consiste à stocker l'énergie électrique sous forme de chaleur au sein de matériaux spécifiques par élévation de la température de ce matériau ou bien par changement d'état. Ce type de stockage est intéressant pour le stockage massif, car il est destiné aux applications supérieures au MW. Toutefois, aujourd'hui, il est principalement étudié pour une revalorisation de la chaleur stockée dans les réseaux de chaleur et non pas pour être reconvertie en électricité. Des détails sur le procédé et sur les avancées technologiques de ce type de stockage sont donnés dans [21].

1.2.2 Le stockage en mer

L'implantation du stockage massif sur terre souffre d'un encombrement spatial conséquent et, pour certains, de fortes contraintes d'implantation nécessitant des sites géographiques spécifiques. Cet inconvénient majeur limite fortement le déploiement de systèmes de stockage sur le réseau électrique. Ainsi, les avancées sur le stockage montrent que de plus en plus de technologies sont développées en milieu marin.

Présent à plus de 70 % sur la planète, il représente un espace important pour le stockage de l'énergie électrique. Tout d'abord, il permet l'apport de stockage dans des réseaux à l'échelle d'une île par exemple qui pourrait manquer d'espace sur terre pour l'installation d'un système de stockage massif. De plus, le développement des énergies marines est actuellement en plein essor. La mutualisation d'un système de stockage au plus près des parcs de production en mer est un atout pour l'intégration des énergies marines. Enfin, le milieu marin propose des propriétés naturelles qui peuvent favoriser le stockage à grande échelle.

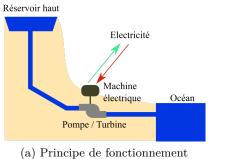
Cette partie vise à recenser les principales solutions de stockage en mer développées à l'heure actuelle. Un état de l'art complet sur le stockage en milieu marin est proposé par Z. Whang *et al.* dans [22].

1.2.2.1 STEP

La technologie de STEP sur terre est une des solutions de stockage les plus matures qui présente l'avantage d'avoir un bon rendement. Ainsi, pour pallier au besoin d'espaces spécifiques pour l'installation sur terre, des technologies dérivées du principe fondamental de la station de pompage ont été développées pour l'adapter au milieu marin. Les deux principaux types de STEP en mer sont détaillés ci-dessous.

a) STEP en façade maritime

Installée en façade maritime, la mer est utilisée comme retenue inférieure et un lac artificiel construit au sommet d'une falaise joue le rôle de bassin supérieur (fig. 1.11a). Il existe aujourd'hui une seule STEP marine en activité à Okinawa au Japon installée en 1998 possédant une capacité de 180 MWh avec une chute d'eau de 150 m (fig. 1.11b) [23].





(b) Exemple de la STEP d'Okinawa, Japon

FIGURE 1.11: STEP en façade maritime

La STEP marine reste néanmoins contrainte par un lieu d'implantation spécifique nécessitant un site montagneux en bord de littoral. De plus, la construction d'un lac artificiel comme retenue supérieure reste impactant pour l'environnement.

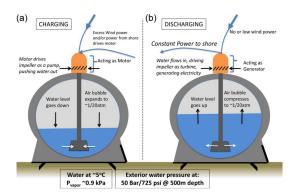
En France, l'installation d'une STEP marine en Guadeloupe d'une puissance de 50 MW fait l'objet d'études et de financement depuis 2011 pour permettre le lissage de la production éolienne et solaire locale [24]. Toutefois, au regard des informations récoltées, ce projet semble actuellement être en pause ou abandonné.

b) STEP sous-marine

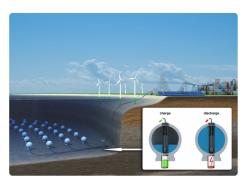
Pour supprimer définitivement la contrainte de hauteur nécessaire entre les deux bassins, la technologie de STEP sous-marine est en cours d'étude. Cela consiste à placer un réservoir dans le fond marin et à se servir des propriétés hydrostatiques de la mer pour créer une différence d'énergie potentielle semblable à l'installation classique entre l'intérieur du réservoir et l'extérieur. La figure 1.12a illustre le fonctionnement d'un tel système. Lorsque le réservoir est plein d'eau, les pressions réciproques exercées entre les milieux intérieurs et extérieurs du réservoir sont égales donc l'énergie accumulée est nulle; le stockage est complètement déchargé. Équipé d'une pompe/turbine et d'un actionneur électrique, le surplus d'électricité permet d'alimenter la pompe et de transférer l'eau de l'intérieur du réservoir vers l'océan créant ainsi une différence de pression entre le milieu intérieur et l'océan. Cette différence de pression représente finalement l'énergie stockée. La capacité maximale de stockage est atteinte lorsque le réservoir est vide. En fonctionnement inverse, comme la pression de la mer est supérieure à celle à l'intérieur du réservoir, lorsque l'eau de la mer est autorisée à rentrer dans le réservoir, le sens du flux hydraulique est inversé et cela permet d'actionner la pompe en mode turbine pour générer de l'énergie électrique.

À l'heure actuelle, le projet STENSEA porté par l'institut Fraunhofer en Allemagne (fig. 1.12b) est le plus mature. Il a pour but de développer des bulles de stockage d'une puissance de 5 MW pour une capacité de 20 MWh. La mutualisation de plusieurs bulles de stockage permet à STENSEA de viser une gamme de puissance très large, de 5 MW avec une bulle à 500 MW en considérant 100 bulles de stockage. Des études technico-économiques [25] ainsi que les premiers résultats expérimentaux d'un démonstrateur à échelle réduite [26] viennent

de montrer que ce type de stockage est prometteur. En effet, il permet d'atteindre un rendement supérieur à 70 % et s'avère très compétitif quant au coût du stockage proposé par rapport aux technologies matures comme la STEP.







(b) Projet STENSEA : stockage sous-marin couplé à un parc éolien offshore [28]

FIGURE 1.12: STEP sous-marine

1.2.2.2 Stockage gravitaire océanique

Le stockage gravitaire en milieu océanique propose une autre façon de stocker l'énergie électrique sous forme d'énergie mécanique de pesanteur. Ce type de système se compose d'une barge flottante équipée d'un treuil électrique et d'un ensemble de masses en béton. Le principe de fonctionnement est illustré sur la figure 1.13. En phase de stockage, l'énergie électrique actionne le treuil pour permettre de remonter les masses à la surface de la mer, créant ainsi une accumulation d'énergie potentielle. Le système de stockage est complètement chargé lorsque toutes les masses sont remontées. En phase de production, la gravité permet aux masses de redescendre dans le fond marin. Ce mécanisme actionne le treuil dans le sens inverse et permet de générer de l'énergie électrique.

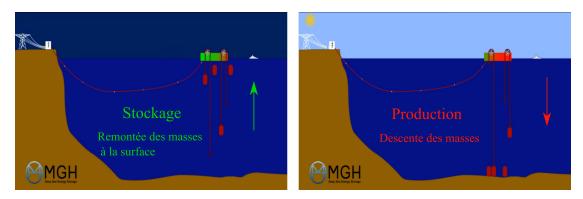


FIGURE 1.13: Principe de fonctionnement du stockage gravitaire (Source : MGH Energy)

En France, les sociétés SinkFloatSolutions [29] et MGH Energy [30] travaillent actuellement sur le développement de ce type de stockage.

1.2.2.3 CAES sous-marin

Stocker de l'énergie sous forme d'air comprimé dans de grands volumes nécessite un réservoir ayant des propriétés physiques spécifiques afin d'assurer le maintien de l'air comprimé dans le réservoir et par conséquent la sécurité de l'installation.

Détaillées dans la partie suivante, les stations de stockage CAES sur terre exploitent d'anciennes mines de sel comme éléments de stockage. Cependant, cette contrainte d'implantation limite le développement massif du stockage par air comprimé. D'autres types de réservoir d'air comprimé sont étudiés. Des réservoirs d'air comprimé en cavernes souterraines basés sur l'exploitation d'anciens gisements de gaz, des mines de calcaire ou encore des aquifères sont étudiés [31]. Le principal intérêt est d'exploiter des sites déjà existants et dépourvus de toute activité, mais les sites géographiques restent tout de même limités. À l'inverse, stocker de l'air comprimé dans un réservoir en surface nécessite des matériaux spécifiques pour résister à la force exercée par l'air sur le réservoir. Ainsi, à l'heure actuelle, la faisabilité d'un tel réservoir limite fortement la capacité de stockage.

C'est de ce constant qu'est né l'idée du stockage CAES en réservoir sous-marin. Placé à une certaine profondeur, l'intérêt est de profiter de la pression de l'eau de la mer exercée sur le réservoir pour contrebalancer la pression qu'exerce l'air sur le réservoir. Ainsi, les contraintes mécaniques du réservoir sont grandement diminuées, rendant le stockage à grand volume possible [32].

La société canadienne Hydrostor est une des premières sociétés à avoir développé une technologie de CAES en milieu marin (fig. 1.14). L'électricité est convertie en air comprimé dans une station de conversion sur terre. Celui-ci est ensuite acheminé dans des ballons de stockage qui se gonflent au fur et à mesure que la quantité d'air comprimé augmente. Dans ce cas, la variation de volume des ballons permet de maintenir l'équilibre hydrostatique entre l'air comprimé et l'eau de la mer afin de garder l'air comprimé dans le ballon.

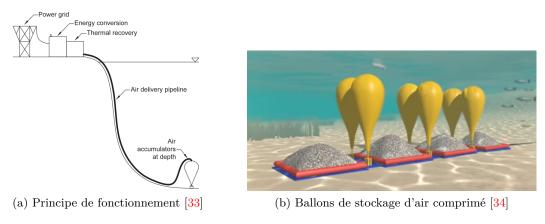


FIGURE 1.14: Système CAES sous-marin développé par Hydrostor

1.3 Le stockage par air comprimé

Le recensement des ressources de stockage vues dans la partie précédente met en évidence une saturation du développement des moyens de stockage due aux contraintes géographiques pour les stockages mécaniques, au rendement faible ou encore à la dépendance à une énergie primaire et l'empreinte carbone pour le stockage électrochimique.

Longtemps abandonné en raison de son mauvais rendement et son impact environnemental négatif, le stockage CAES montre depuis quelques années une recrudescence du nombre d'études réalisées à l'échelle mondiale. En effet, le média de stockage est l'air; elle représente donc une ressource naturelle disponible et inépuisable pour le développement pérenne à long terme du stockage.

Cette partie a pour but de détailler le fonctionnement d'un système de stockage CAES historique et à recenser les avancées technologiques et industrielles existantes à l'heure actuelle

à l'échelle mondiale.

1.3.1 Le stockage CAES

1.3.1.1 Historique

Le stockage par air comprimé est né dans les années 1970 en Allemagne pour couvrir une mobilisation massive d'énergie électrique en peu de temps afin de pallier au temps de mise en service des centrales à gaz ou à charbon qui varie entre 3 et 4 h. Cela nécessitait un système réactif qui permettait de déployer une puissance importante en quelques minutes, ce qui est capable d'être fourni par le principe de compression/détente d'air par procédé mécanique. La première station CAES a été livrée en 1979 à Huntorf en Allemagne. Elle permet de délivrer une puissance de 290 MW avec une autonomie de 2 h, l'air comprimé est stocké au sein de deux cavernes salines d'un total de 310 000 m³ situées à 600 m de profondeur (fig. 1.15). La station d'Huntorf est aujourd'hui exploitée en tant que support pour pallier les aléas de la production des parcs éoliens présents près de la station. En 1991, la seconde station CAES à McIntosh aux États-Unis est développée. Celle-ci permet un stockage de 110 MW pour un fonctionnement en continu de 24 h et n'utilise qu'une seule cavité saline d'un volume de 528 000 m³. Ces deux stations représentent aujourd'hui les deux seules stations en opération.

Table 1.1: Caractéristiques principales des stations CAES en activité [35]

Station	Huntorf	McIntosh
Mise en service	1979	1991
Puissance max.	$290~\mathrm{MW}$	$110 \mathrm{\ MW}$
Temps de fonctionnement	2 h	24 h
Réservoir	$310\ 000\ {\rm m}^3$	$528~000~{\rm m}^3$



FIGURE 1.15: Vue aérienne de la station CAES de Huntorf en Allemagne

1.3.1.2 Principe de fonctionnement

Le principe de la conversion énergétique du CAES repose sur l'utilisation de compresseurs mécaniques pour la compression d'air et de turbines mécaniques pour la détente de l'air. Le fonctionnement est donné sur la figure 1.16 et les étapes sont détaillées ci-après :

- En phase de stockage, l'énergie électrique excédante alimente un moteur électrique qui permet d'actionner deux compresseurs successifs disposés sur le même arbre de rotation. De l'air ambiant est admis dans le premier compresseur où il subit un premier niveau de compression. Cet air est ensuite acheminé dans le second compresseur qui assure la suite de la compression jusqu'à ce que l'air comprimé atteigne la pression requise pour être stocké. La compression d'air au sein des compresseurs s'accompagne d'un dégagement de chaleur pouvant atteindre 700 °C qui est dissipé dans le milieu environnant. L'air comprimé est ensuite acheminé vers la caverne souterraine dans laquelle il est maintenu.
- En phase de production d'électricité, une quantité d'air comprimé du réservoir est remontée à la surface. Cet air comprimé est froid et la détente de l'air s'accompagne d'un refroidissement de l'air. Or, le fonctionnement sain des turbines à air nécessite que la température de l'air à l'intérieur soit toujours supérieure à 0 °C sans quoi l'eau devient gelée et risque de casser la turbine. Ainsi, une étape supplémentaire permet de réchauffer l'air grâce à l'utilisation d'une chambre de combustion alimentée par l'apport de gaz naturel. L'air réchauffé est ensuite admis dans la première turbine où il subit une première détente. L'air s'est refroidi au cours de cette détente donc il est envoyé dans la seconde turbine après le passage dans une seconde chambre de combustion. La seconde turbine assure la détente de l'air jusqu'à la pression atmosphérique. La détente de l'air dans les turbines actionne un générateur et permet la production d'énergie électrique.

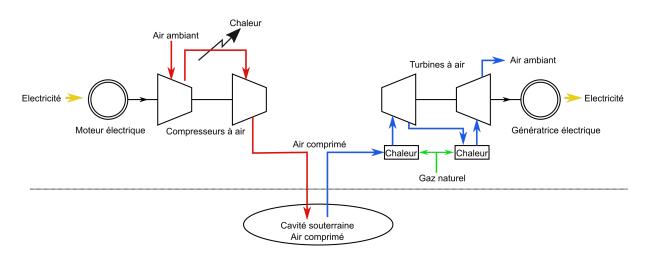


FIGURE 1.16: Principe de fonctionnement d'un système de stockage CAES

1.3.1.3 Bilans énergétiques

Le dégagement de chaleur qui accompagne la compression d'air représente une quantité d'énergie perdue sous forme d'énergie thermique. Lors de la détente de l'air, l'utilisation de chambres de combustion pour réchauffer l'air requiert un apport supplémentaire d'énergie sous forme d'énergie primaire. Cela représente une perte énergétique supplémentaire ainsi que des émissions de CO_2 dues à la combustion d'énergie fossile en présence d'air. Cela conduit aux bilans énergétiques donnés dans le tableau 1.2.

Table 1.2: Comparaison des bilans énergétiques des deux stations pour produire 1 kWh d'électricité

Station	Huntorf	${f McIntosh}$
Énergie électrique admise en entrée	0.8 kWh	0.69 kWh
Apport d'énergie primaire	$1.6~\mathrm{kWh}$	$1.17~\mathrm{kWh}$
Énergie électrique en sortie	1 kWh	1 kWh
Rendement	42~%	54 %

Pour l'usine d'Huntorf, un apport de 0.8 kWh d'énergie électrique à l'entrée de la station de stockage et un apport de 1.6 kWh d'énergie fossile permettent de produire en sortie 1 kWh d'énergie électrique. Pour l'usine de McIntosh, c'est 0.69 kWh d'électricité en amont et 1.17 kWh d'énergie primaire qui sont requis. Dans les deux cas, ces bilans énergétiques montrent les limites de ce type de stockage dans la mesure où la quantité d'énergie électrique en entrée est inférieure à la quantité d'énergie électrique produite à la sortie. En effet, l'apport d'énergie primaire nécessaire au processus est tel qu'il est jusqu'à 2 fois plus élevé que l'apport d'électricité. Cela conduit a de faibles rendements de conversion, 42 % pour la première et 54 % pour la seconde.

Notons que l'augmentation de l'efficacité de 12 % pour la station de McIntosh est permise par l'ajout d'un système de récupération de la chaleur de l'air expulsé après la détente. En effet, la température de l'air en fin de détente est très élevée (> 300 °C). Ainsi, elle a intégré dans son procédé un système qui permet de récupérer la chaleur de cet air pour chauffer l'air comprimé qui sort de la caverne. Cela contribue à diminuer l'apport en énergie primaire dans les chambres de combustion et donc d'augmenter le rendement de la station.

Finalement, au regard de ces chiffres, ce sont les mauvaises performances énergétiques ainsi que l'apport d'énergie primaire causant des émissions de ${\rm CO_2}$ et une dépendance énergétique qui ont limité le développement de ce type de stockage aux deux stations citées ci-dessus. En dépit des points négatifs, les points positifs à retenir du CAES sont un coût d'exploitation et de maintenance bas et la disponibilité infinie du média de stockage.

1.3.2 Développement de technologies alternatives

Le problème principal du CAES est lié à l'effet thermodynamique de l'air en compression. Compresser de l'air revient à augmenter sa pression. Or, l'élévation de la pression de l'air dans un compresseur mécanique s'accompagne d'un échauffement thermique qui cause une perte énergétique importante. Par conséquent, une meilleure gestion de la transformation thermodynamique de l'air en compression est la clé pour augmenter l'efficacité d'un système CAES. Dans cette idée, de nombreuses études sur des technologies dérivées du modèle classique sont proposées dans la littérature depuis quelques années dont l'objectif commun est l'augmentation du rendement et la suppression du gaz naturel.

Les technologies dérivées du CAES historique sont regroupées selon les conditions thermodynamiques améliorées dans lesquelles la compression a lieu. On considère actuellement deux grandes familles de nouveaux CAES :

- A-CAES (Adiabatic-CAES): la compression a lieu dans des conditions thermodynamiques adiabatiques;
- I-CAES (Isothermal-CAES): la compression a lieu dans des conditions thermodynamiques isothermes.

Le fonctionnement de ces deux types de stockage est détaillé ci-dessous ainsi que les principales avancées technologiques associées.

1.3.2.1 A-CAES

Le premier modèle de stockage A-CAES est basé sur le CAES conventionnel, mais propose de stocker l'air comprimé à haute température (fig 1.17a). Cela permet de restituer l'air comprimé chaud lors de la détente et de supprimer les chambres de combustion du procédé. Toutefois, la difficulté à disposer de réservoirs en cavités souterraines résistant à la fois à la haute pression de l'air et à sa haute température (> 300 °C) limite la densité énergique de ce type de stockage et semble aujourd'hui avoir été abandonnée pour le stockage à grande échelle [35].

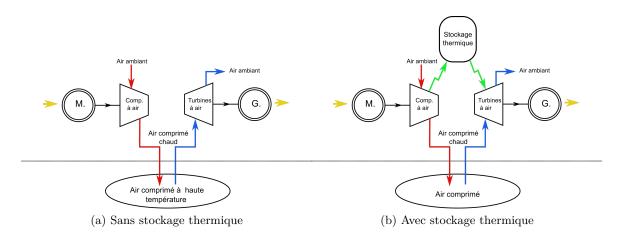
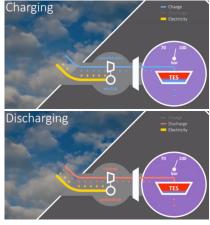


FIGURE 1.17: Principe de fonctionnement d'un système A-CAES

La technologie A-CAES a évolué pour proposer un stockage séparé de l'air comprimé et de la chaleur, on la retrouve souvent dans la littérature sous le nom d' Advanced A-CAES. Le principe de fonctionnement est donné sur la figure 1.17b. Au cours de la compression, la chaleur dégagée est stockée dans un réservoir séparé appelé TES (Thermal Energy Storage). Au cours de la détente de l'air, la chaleur stockée est restituée à l'air comprimé provenant de la caverne souterraine au sein de la turbine afin de le réchauffer. De nombreuses études théoriques ont démontré que le stockage séparé de la chaleur et de l'air comprimé permet de porter le rendement du A-CAES entre 60 % et 75 % [36–38]. Cependant, A. Sciacovetti et al. ont montré que le rendement global dépend fortement du rendement du TES [39]. En effet, un rendement électrique aller-retour de 70 % est possible si l'efficacité du TES atteint au moins 90 %. Ainsi, l'enjeu majeur de cette technologie réside dans la conception d'un TES efficace où les matériaux permettent l'isolation thermique à haute température.

En 2016, la société suisse ALACAES a construit et testé la première station pilote au monde d'un stockage A-CAES intégrant un TES couplé au réservoir d'air comprimé (fig. 1.18a) [40]. Comme le montre la figure 1.18b, un tunnel de transport désaffecté dans les Alpes suisses a été exploité pour permettre le stockage de 1 MWh d'énergie électrique. Les résultats de l'exploitation, publiés dans [41], ont validé des performances conformes aux attentes et aux études théoriques avec un rendement mesuré compris entre 63 % et 74 %.







(b) Ancien tunnel exploité en tant que réservoir d'air comprimé [41]

FIGURE 1.18: Usine pilote A-CAES développée par ALACAES

1.3.2.2I-CAES

Le principe du stockage I-CAES repose sur l'idée qu'entre l'instant où l'air entre dans le système et l'instant où il en ressort sa température est restée constante. Cela signifie qu'aucune des étapes subies par l'air (la compression, le stockage et la détente) n'entraîne une variation de sa température. Dans le cas parfait, le rendement thermodynamique devient unitaire.

Le défi technologique de l'isothermie rend le stockage I-CAES la technologie de stockage d'air comprimé la moins mature à l'heure actuelle, mais fait toutefois l'objet de plusieurs études dans la littérature. L'objectif est de pouvoir porter le rendement du stockage par air comprimé à un rendement supérieur à 70 %. Dans tous les systèmes proposés, le principe de la compression isotherme repose sur l'utilisation d'un fluide caloporteur, généralement l'eau, qui, en contact avec l'air, permet de prélever la chaleur au cours de la compression. Il existe plusieurs méthodes afin de mettre en contact l'eau avec l'air comprimé.

La première méthode suppose le transfert d'énergie par surface d'échange thermique en interfaçant l'air avec un fluide. Dans ce cas, une machine électrique alimente une pompe hydraulique qui permet d'actionner le transfert d'eau d'un réservoir d'eau vers un accumulateur fermé et fait office de piston liquide (fig. 1.19a). L'augmentation du niveau d'eau dans cette enceinte permet la compression de l'air emprisonné à l'intérieur. Les études [42–44] ont montré qu'un tel système permet d'obtenir une gamme de rendement théorique de la conversion comprise entre 70 % et 85 % Notons qu'une compression parfaitement isotherme est théorique, les performances d'un piston liquide tel qu'il est schématisé sur la figure 1.19a sont considérées comme quasi isotherme avec un rendement thermodynamique supérieur à 90 % [45,46].

Dans la mesure où la compression devient efficace, l'importance de l'efficacité énergétique de chacun des équipements participant à la conversion de puissance augmente. La machine électrique et la pompe hydraulique influencent fortement le rendement électrique global ainsi on voit apparaître dans la littérature les premières études permettant de maximiser le rendement de la chaîne de conversion électropneumatique complète et non plus que de la compression [42, 47].

Un autre avantage proposé par cette technologie est l'exploitation de la réversibilité d'une chaîne de conversion. Contrairement au CAES et A-CAES, le fonctionnement d'un stockage isotherme utilise un système de conversion réversible, limitant ainsi le nombre d'équipements.

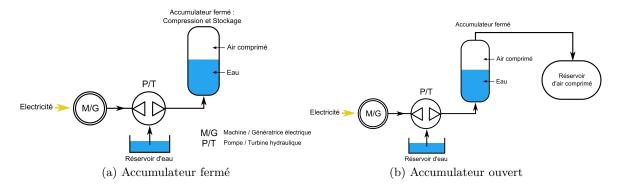


FIGURE 1.19: Principe de fonctionnement d'un système I-CAES avec interface air/eau

Cependant, malgré les bons résultats issus de modèles théoriques et de quelques expérimentations à faible échelle, ce type de stockage n'a pas abouti au développement pour les applications de stockage massif. En effet, le stockage en accumulateur fermé ne peut proposer que des densités énergétiques faibles. Toutefois, cela a tout de même permis pour la première fois d'envisager le CAES comme une solution de stockage embarquée, bien qu'aucun système ne soit commercialisé aujourd'hui.

Pour augmenter la capacité de stockage, le système I-CAES a évolué selon le schéma de la figure 1.19b. La compression de l'air a lieu selon le même principe, mais dans un accumulateur ouvert. Lorsque l'air est compressé il est expulsé dans un réservoir de stockage d'air comprimé et une nouvelle compression a lieu dans l'accumulateur. Cette technologie est la plus étudiée dans le contexte du stockage CAES en mer. En effet, l'intérêt du milieu marin pour les systèmes I-CAES ouverts est d'avoir de l'eau en grande disponibilité pour la compression isotherme et de favoriser le stockage de l'air comprimé à grande échelle en exploitant la pression sous-marine. C'est notamment le cas du concept Hydrostor expliqué précédemment (fig. 1.14) ou encore du projet FLASC qui exploite la mer à la fois pour la compression quasi isotherme et le stockage (fig. 1.20a) [48]. Ces études ont conduit à l'installation d'une usine pilote à échelle réduite sur l'île de Malte qui fait actuellement l'objet d'études expérimentales (fig. 1.20b).

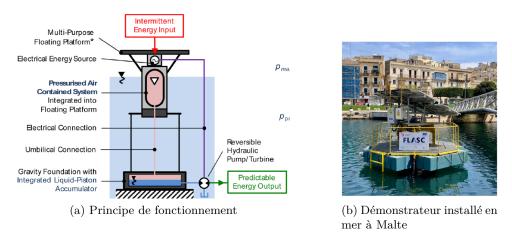


FIGURE 1.20: Projet de stockage par comprimé en mer FLASC utilisant un mécanisme de piston liquide [48]

Moins étudiée, la seconde méthode exploitée pour maintenir la compression au plus proche de l'isotherme consiste à vaporiser l'air en compression avec des gouttelettes d'eau [49, 50]. Celles-ci assurent un échange thermique permanent durant la compression par prélèvement de

la chaleur. Toutefois, l'étude de l'intégration d'un tel système pour les applications de stockage par comprimé est encore peu mature et au stade de la recherche.

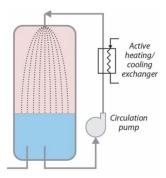


FIGURE 1.21: Système de stockage I-CAES par pulvérisation de gouttelettes d'eau dans l'accumulateur [50]

Conclusion du chapitre

Ce chapitre introductif proposait de faire état du stockage de l'énergie électrique de grande capacité. Les rapports de différentes agences de l'énergie sont unanimes sur la nécessité de déployer massivement la capacité de stockage à l'échelle nationale et mondiale. Un panorama des technologies actuelles montre que le développement des installations matures et déjà exploitées arrive à saturation en raison des contraintes imposées par ces systèmes-là. D'un autre côté, de nouvelles technologies voient le jour, mais n'ont pas atteint aujourd'hui un niveau de maturité suffisant pour l'exploitation commerciale à grande échelle.

Parmi celles-ci, la littérature sur le stockage s'intéresse de plus en plus à l'air comprimé grâce à la disponibilité infinie de la ressource énergétique. Les nouveaux concepts de CAES qui proposent de supprimer les points négatifs principaux du système historique à savoir le mauvais rendement et les émissions de gaz polluants promettent d'élever le rendement du stockage par air comprimé à plus de 60 % pour le A-CAES voire supérieur à 70 % pour le I-CAES. On retiendra de l'étude de ces nouveaux systèmes CAES que l'amélioration des propriétés thermodynamiques de la compression nécessite des étapes de sous-conversion énergétique supplémentaires. Ainsi, la maximisation du rendement requiert à présent la maximisation des performances de la chaîne de conversion complète de l'électricité jusqu'à l'air comprimé, et non plus uniquement de la compression.

Notons tout de même qu'à l'heure actuelle l'ensemble de ces technologies CAES sont prometteuses en théorie, mais aucune d'entre elles ne semble avoir atteint la validation des performances à échelle industrielle pour envisager la commercialisation. Elles sont plus au moins toutes au stade de la recherche théorique et du développement de démonstrateurs à échelle réduite.

Chapitre 2

Le système de stockage CAES REMORA

<u>mmaire</u> 2.1		MORA: un système CAES isotherme et sous-marin	33
2.1	2.1.1	-	
		Description générale du projet	
	2.1.2	Le piston liquide pour la compression/détente de l'air	33
	2.1.3	La cascade énergétique	35
2.2	Étuc	de de la transformation énergétique isotherme par l'analyse	
	\mathbf{ther}	modynamique	36
	2.2.1	Comparaison énergétique du piston liquide lors d'une compression adia-	
		batique et isotherme	36
		2.2.1.1 Compression/détente adiabatique	
		2.2.1.2 Compression/détente isotherme	38
		2.2.1.3 Application au stockage en mer	39
	2.2.2	Mise en œuvre du piston liquide isotherme	40
2.3	La c	conversion électropneumatique au sein de la plateforme flottante	41
	2.3.1	Le module de conversion	41
	2.3.2	Interconnexion des modules dans la plateforme	43

Introduction

Le recensement des technologies de stockage par air comprimé, détaillé dans le chapitre précédent, a mis en évidence le développement accru des moyens de stockage CAES alternatifs et exempts de gaz naturel. Ils partagent le même objectif commun qui est l'amélioration de la conversion thermodynamique de la compression d'air pour augmenter le rendement global du CAES.

Dans cette idée, le stockage REMORA emploie un procédé de compression quasi isotherme avec un arrangement particulier qui lui permet de prétendre à un haut rendement énergétique. Ainsi, ce chapitre a pour objectif de détailler le fonctionnement de REMORA, du principe élémentaire thermodynamique du piston liquide jusqu'à la plateforme de conversion pleine échelle constituée de multiples mécanismes de piston liquide opérant simultanément.

2.1 REMORA: un système CAES isotherme et sous-marin

2.1.1 Description générale du projet

Le projet REMORA (Réservoir d'Énergie en Milieu Océanique par Rétention d'Air) consiste à développer un système de stockage massif de l'énergie électrique opérant en milieu marin en tant que soutien au réseau électrique à l'échelle du réseau insulaire, régional, voire national. L'objectif principal de la technologie est d'absorber les pics de puissances en période de surproduction électrique provenant soit du réseau centralisé sur terre soit par couplage direct avec des sources d'énergies renouvelables en mer (fig. 2.1). L'énergie électrique est ensuite restituée au réseau sur terre durant les phases de sous-production. Dans ce concept, l'énergie électrique est convertie puis stockée sous forme d'air comprimé au sein de réservoirs ancrés dans les fonds marins.

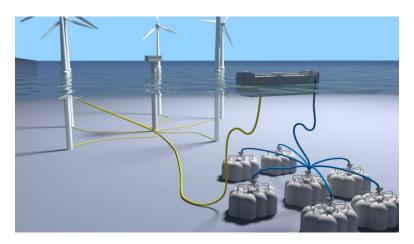


FIGURE 2.1: Vue 3D de la station de stockage REMORA

2.1.2 Le piston liquide pour la compression/détente de l'air

Le système est composé de deux parties distinctes, une plateforme flottante contenant les éléments de conversion réversible de l'énergie électrique en air comprimé et de plusieurs réservoirs sous-marins (fig. 2.2). En phase de stockage, l'énergie électrique est acheminée depuis un poste de livraison vers la plateforme flottante par une liaison sous-marine puis est transformée en air comprimé dans la plateforme grâce à un système de compression pour être ensuite délivrée sous forme d'air comprimé dans les réservoirs. Inversement, en phase de restitution de l'énergie

électrique, l'air comprimé est reconverti en électricité au sein de la plateforme pour être ensuite acheminée au poste de raccordement. Une profondeur d'eau d'environ 100 m est évaluée comme géographiquement accessible et suffisante pour le réservoir de stockage.

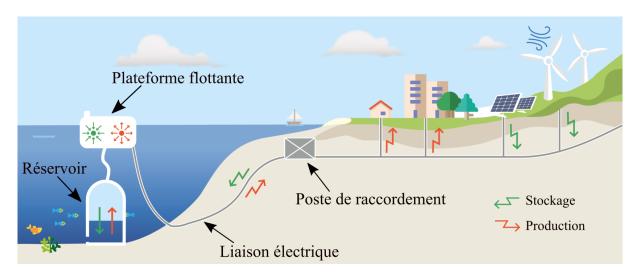


FIGURE 2.2: Schéma de principe du stockage REMORA

Le principe de compression par piston liquide est employé, utilisant l'eau de mer comme piston dans une enceinte fermée. Ainsi, que ce soit en phase de stockage ou de déstockage d'énergie, une chambre de compression fonctionne sur un principe à deux temps avec l'alternance d'un temps productif suivi d'un temps non productif de rebouclage. Le principe général du fonctionnement est illustré sur la figure 2.3 et est détaillé ci-dessous :

- En phase de stockage (fig. 2.3a), la chambre de compression est initialement vide d'eau et pleine d'air à pression atmosphérique. Le flux d'énergie électrique actionne une pompe hydraulique au travers d'un système de conversion électromécanique. L'action de la pompe permet de faire transiter de l'eau de la mer vers la chambre de compression. Celle-ci étant une enceinte fermée, le niveau d'eau dans la chambre augmente et l'air emprisonné se comprime (Temps 1). Lorsque l'air atteint la pression de stockage souhaitée, l'air comprimé est refoulé vers le réservoir sous-marin. Ensuite, une phase non productive est nécessaire pour vider l'eau présente dans la chambre et réinitialiser le processus de compression (Temps 2).
- En phase de production d'énergie électrique (fig. 2.3b), le processus inverse est enclenché. Cette fois, la chambre est initialement remplie d'eau. Une quantité d'air comprimé est acheminée du réservoir de stockage vers la chambre. L'ajout d'air comprimé dans la chambre de compression exerce une force sur l'eau et chasse l'eau de la chambre vers la mer en passant par la pompe. Ainsi, la pompe hydraulique fonctionne dans le sens inverse, en mode turbine, et permet d'actionner une génératrice électrique afin de produire de l'électricité (Temps 1). Le cycle de turbinage prend fin lorsque l'air est détendu à pression atmosphérique, soit lorsque la chambre est entièrement vidée. Enfin, comme dans le cas précédent, une phase non productive de rebouclage permet de remplir la chambre d'eau pour réinitialiser un cycle de production (Temps 2).

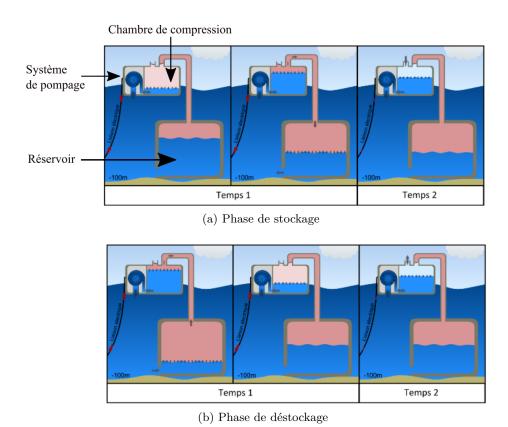


FIGURE 2.3: Principe de fonctionnement du mécanisme de piston liquide en mode compression et détente de l'air [51]

En comparaison avec l'utilisation du compresseur à air et de la turbine à air anciennement utilisés dans les systèmes conventionnels CAES (voir Chap. 1), les systèmes de pompage hydraulique représentent une alternative intéressante pour la compression/détente de l'air. L'efficacité énergétique d'un tel système est généralement supérieure et l'utilisation réversible de la pompe hydraulique en tant que turbine permet la réduction des équipements de conversion [52]. De plus, plusieurs études mettent en avant l'utilisation du piston liquide associant des pompes hydrauliques et des chambres de compression comme une solution efficace en termes de rendement et d'efficacité pour les systèmes de stockage [46,53].

2.1.3 La cascade énergétique

La chaîne de conversion énergétique réversible comprend trois conversions énergétiques entre l'énergie électrique et l'énergie pneumatique (fig. 2.4). L'énergie électrique est convertie en énergie mécanique au travers de l'électronique de puissance et de machines électriques. L'énergie mécanique entraîne ensuite les pompes hydrauliques permettant le transfert de l'eau de la mer vers les chambres de compression. Le mécanisme de piston liquide finalise la conversion énergétique pneumatique par compression de l'air dans les enceintes fermées. La chaîne de conversion est réversible; chaque étage de conversion doit permettre la conversion énergétique inverse.

Le transfert d'énergie y circulant pouvant être qualifié de « flux tendu », le fonctionnement interne de la conversion de l'air comprimé présente des répercussions jusqu'à la connexion électrique du système. C'est en particulier le fonctionnement à vitesse et puissance variables des pompes réversibles qui impose de fortes contraintes sur le procédé afin de garantir leurs performances et durées de vie.

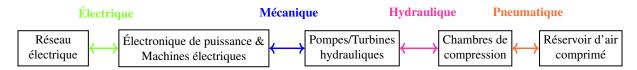


FIGURE 2.4: Cascade énergétique élémentaire de la conversion électropneumatique

2.2 Étude de la transformation énergétique isotherme par l'analyse thermodynamique

Dans cette partie, une étude thermodynamique simple est proposée dans l'objectif de mettre en évidence le gain significatif d'efficacité énergétique d'un système de compression isotherme. Le cycle de compression/détente de l'air dans le cas d'une compression isotherme est comparé avec la compression adiabatique, plus largement étudiée dans les nouveaux systèmes CAES. Ensuite, la faisabilité et la mise en pratique du piston liquide isotherme sont détaillées à partir de l'analyse du comportement thermique de l'air dans la chambre de compression.

2.2.1 Comparaison énergétique du piston liquide lors d'une compression adiabatique et isotherme

Le principe de piston liquide repose sur une conversion hydropneumatique par transfert d'eau au sein d'une enceinte fermée. Nous proposons de comparer l'efficacité d'un cycle de compression/détente de l'air par piston liquide dans le cas d'une transformation adiabatique, correspondante au A-CAES, puis dans le cas d'une transformation isotherme, similaire aux systèmes I-CAES par piston liquide comme dans REMORA.

Pour simplifier l'étude thermodynamique, la configuration de la figure 2.5 est exploitée. Une pompe/turbine actionne la compression/détente de l'air dans une chambre de compression. Ici, l'enceinte de compression est également l'enceinte de stockage de l'air. Cela signifie que lorsque l'air atteint sa pression de stockage il est maintenu à pression constante dans ce même espace jusqu'à la restitution de l'énergie par détente de l'air (mode turbinage). Le système est alors qualifié de "fermé". Notons que dans le cas du stockage REMORA, le système de compression est dit "ouvert". Lorsque l'air est comprimé, il est acheminé vers un réservoir de stockage passif (Temps 2 sur la figure 2.3a). Dans les deux cas, le mécanisme de compression/détente de l'air est identique, toutefois le système "ouvert" admettra un travail mécanique supplémentaire pour chasser l'air de la chambre vers le réservoir et inversement, admettre l'air comprimé du réservoir dans la chambre.

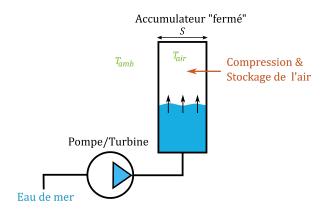


FIGURE 2.5: Système de piston liquide de type "fermé"

2.2.1.1 Compression/détente adiabatique

Une transformation est adiabatique lorsque l'énergie thermique ne peut pénétrer ou s'échapper du système. Dans le cas de la compression de l'air, la conversion énergétique hydropneumatique s'effectue dans un accumulateur isolé thermiquement. Sans échange thermique possible, le travail mécanique reçu par l'air lors de la compression s'accompagne d'une élévation de chaleur. L'air comprimé est alors stocké à haute température. Dans le procédé inverse, la détente de l'air s'accompagne d'une baisse de la température de l'air.

Pour un gaz parfait, soumis à une transformation réversible et adiabatique, l'évolution de la pression et du volume suit la loi suivante :

$$PV^{\gamma_{adiab}} = Constante \tag{2.1}$$

où P et V sont respectivement la pression et le volume de l'air à chaque instant de la compression. Le coefficient γ_{adiab} rend compte des conditions normales de température et de pression du gaz considéré. Pour l'air, $\gamma_{adiab} = 1, 4$.

L'évolution thermodynamique de la transformation est représentée graphiquement dans le plan (Volume, Pression), appelé diagramme de Clapeyron. La figure 2.6 montre l'évolution de l'air au cours de la compression.

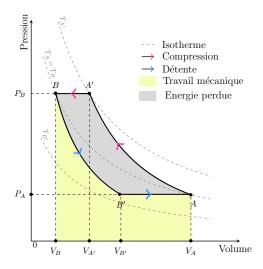


FIGURE 2.6: Cycle de compression/détente adiabatique représenté dans un diagramme de Clapeyron

Nous considérons l'état A comme l'état initial de l'air avant compression et A' l'état de l'air lorsqu'il atteint la pression de stockage. Dans ce cas, l'équation (2.1) permet de calculer le travail mécanique reçu par l'air lors de la compression adiabatique, noté $W_{adiab_{[AA']}}$:

$$W_{adiab_{[AA']}} = \int_{A}^{A'} -PdV = \frac{P_{A'}V_{A'} - P_{A}V_{A}}{\gamma_{adiab} - 1}$$
(2.2)

A l'instant A', la température de l'air s'exprime en fonction de la pression initiale de l'air (P_A) , de la pression finale $(P_{A'})$ et de la température de l'air initial (T_A) comme suit :

$$T_{A'} = T_A \left(\frac{P_{A'}}{P_A}\right)^{\frac{\gamma_{adiab} - 1}{\gamma_{adiab}}} \tag{2.3}$$

Avec un taux de compression $P_{A'}/P_A > 1$, cette expression met en évidence l'élévation de la température de l'air lors d'une compression adiabatique.

Lorsque l'air atteint l'état A', si la chambre de compression est considérée comme parfaitement isolée thermiquement, il est possible de stocker l'air comprimé à la température $T_{A'}$. Dans ce cas, le travail mis en jeu lors de la détente est identique et l'énergie récupérée en détente est égale à l'énergie consommée durant la compression. Le rendement est unitaire (fig. 1.18 sans TES). Toutefois, ce cas d'étude reste théorique, car il est aujourd'hui très difficile de maintenir de grands volumes d'air comprimé à haute température pour le stockage de l'énergie.

Avec un accumulateur non isolé, lorsque l'air atteint l'état A', un travail supplémentaire à pression constante doit être fourni pour maintenir l'air à la pression de stockage constante pendant son refroidissement (fig. 2.6). Le travail mécanique supplémentaire reçu par l'air comprimé pour atteindre l'état B dans lequel l'air comprimé est refroidi s'exprime :

$$W_{adiab_{[A'B]}} = P_{A'}(V_{A'} - V_B) (2.4)$$

Finalement, en sommant les équations (2.2) et (2.4) et après simplification, l'énergie totale mise en jeu lors d'une compression adiabatique pour passer de l'état A à l'état B est :

$$W_{adiab[AB]} = \frac{\gamma_{adiab}}{\gamma_{adiab} - 1} P_A V_A \left(\left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{\gamma_{adiab} - 1}{\gamma_{adiab}}} - 1 \right)$$
 (2.5)

De même en détente, le passage de l'état B à l'état A s'organise en deux temps via un état transitoire B'. Dans un premier temps, la transformation adiabatique lors de la détente de l'air s'accompagne d'une baisse de la température de l'air jusqu'à l'état B'. Enfin, une quantité supplémentaire de travail mécanique peut être récupérée lors du réchauffement de l'air à pression constante. Le travail total fourni par l'air lors de la détente, exprimé $W_{adiab_{[BA]}}$ s'écrit :

$$W_{adiab_{[BA]}} = \frac{\gamma_{adiab}}{\gamma_{adiab} - 1} P_B V_B \left(\left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{\gamma_{adiab} - 1}{\gamma_{adiab}}} - 1 \right)$$
 (2.6)

Le cycle de compression/détente adiabatique est résumé sur le diagramme de Clapeyron de la figure 2.6. Il est observé que l'énergie mise en jeu lors de la compression est supérieure à l'énergie produite lors de la détente. En effet, l'aire formée par le chemin [AA'BB'] étant non nulle, celle-ci est représentative des pertes énergétiques liées à la transformation adiabatique.

À partir des équations (2.5) et (2.6), le rendement d'un cycle de compression/détente de l'air adiabatique s'exprime :

$$\eta_{adiab} = \left(\frac{P_B}{P_A}\right)^{\frac{1-\gamma_{adiab}}{\gamma_{adiab}}} \tag{2.7}$$

2.2.1.2 Compression/détente isotherme

En thermodynamique, une transformation est isotherme lorsque la température du système reste invariante durant toute la durée de la conversion énergétique. Cela signifie que le système est capable d'échanger de la chaleur avec l'environnement extérieur. Dans le cas du piston liquide, une compression/détente isotherme se caractérise par une variation nulle de la température de l'air dans l'accumulateur durant toute sa phase de compression/détente.

Pour une compression isotherme d'un gaz parfait, il est possible d'écrire l'égalité suivante :

$$PV = Constante$$
 (2.8)

La figure 2.7 montre l'évolution de l'air au cours de la compression. L'aire sous la courbe [AB] détermine le travail mécanique reçu par l'air, représentatif de l'énergie mise en jeu durant la compression de l'air.

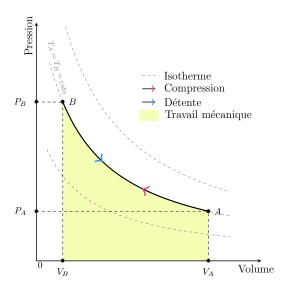


FIGURE 2.7: Cycle de compression/détente isotherme représenté dans un diagramme de Clapeyron

Le travail reçu par l'air durant la phase de compression, noté $W_{iso_{[AB]}}$ se calcule finalement :

$$W_{iso_{[AB]}} = \int_{A}^{B} -PdV = P_{A}V_{A} \ln \left(\frac{P_{B}}{P_{A}}\right)$$
(2.9)

Au cours de la détente de l'air, le chemin inverse s'applique, du point B vers le point A. Ainsi, le travail s'exprime également :

$$W_{iso_{[BA]}} = \int_{B}^{A} -PdV = -P_{A}V_{A}\ln\left(\frac{P_{B}}{P_{A}}\right) = -W_{iso_{[AB]}}$$
 (2.10)

L'efficacité de la conversion hydropneumatique du système de stockage est définie comme le rapport entre les travaux mécaniques mis en jeu lors de la compression et de la détente :

$$\eta_{iso} = \frac{W_{iso_{[BA]}}}{W_{iso_{[AB]}}} = 1 \tag{2.11}$$

Le calcul énergétique de la transformation montre que l'énergie restituée est identique à l'énergie consommée donc un cycle de compression/détente isotherme possède un rendement théorique de 1.

2.2.1.3 Application au stockage en mer

La figure 2.8 montre l'évolution du rendement d'un cycle de compression adiabatique en fonction du taux de compression, P_B/P_A , et de la profondeur de stockage des réservoirs en mer. Notons que le taux de compression que doit réaliser le piston liquide est dépendant de la profondeur de stockage (voir partie 3.2.1).

En considérant la pression atmosphérique comme pression initiale, soit $P_A = 1$ bar, la courbe de rendement montre que plus le réservoir de stockage est profond, plus le taux de compression est élevé et plus le rendement chute. Par exemple, une station de stockage située à 100 m de profondeur nécessite un taux de compression de 11. D'après la courbe, cela correspond à un rendement théorique adiabatique de l'ordre de 50 % donc la solution isotherme semble permettre un gain significatif d'efficacité. Finalement, la conversion hydropneumatique adiabatique peut s'avérer être une solution intéressante si la station est implantée à proximité du littoral. Toutefois,

dès lors que la station s'éloigne, le rendement chute et la compression isotherme est la meilleure alternative par rapport à l'efficacité.

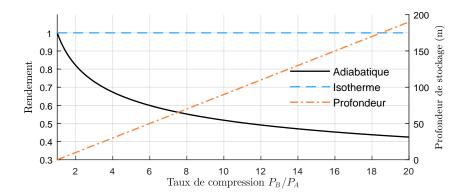


FIGURE 2.8: Comparaison des rendements théoriques des transformations isothermes et adiabatiques

2.2.2 Mise en œuvre du piston liquide isotherme

Au vu de l'analyse énergétique établie ci-dessus, la conversion hydropneumatique par piston liquide admet un rendement théorique de 1. Un tel rendement est permis sous l'hypothèse que le système interne de la chambre de compression peut idéalement échanger de la chaleur avec le milieu extérieur.

Pour comprendre le principe d'échange thermique isotherme, la chambre de compression, de section S, est considérée dans les conditions de la figure 2.5. À cet instant, la température de l'air en compression est T_{air} et celle de l'environnement extérieur, T_{amb} . Sur un élément de volume d'air pris durant sa compression, le premier principe de la thermodynamique établit l'égalité suivante :

$$dU = \delta Q + dW \tag{2.12}$$

 δQ est l'énergie calorifique et dW le travail mécanique. dU est l'énergie interne de l'air exprimé en fonction de la variation de température de l'air, dT_{air} , du coefficient de capacité calorifique, C_v , et de la masse, m_{air} , telle que :

$$dU = m_{air}C_v dT_{air} (2.13)$$

Pour permettre la compression de l'air isotherme, il faut alors garantir une variation nulle de la température, $dT_{air} = 0$ °C, ce qui implique la condition d'isothermie suivante :

$$\delta Q = -dW \tag{2.14}$$

Cette condition signifie que l'échange thermique de la compression doit être aussi important que le travail mécanique reçu par l'air pour garantir la température de l'air constante. Cet échange thermique dépend de la différence de température avec le milieu extérieur, $(T_{amb} - T_{air})$, tel que :

$$\delta Q = hS \left(T_{amb} - T_{air} \right) \tag{2.15}$$

Le coefficient d'échange thermique, h, rend compte de la capacité de transmission thermique d'un système entre le milieu interne et l'environnement extérieur. Ce paramètre est empirique et

dépend en partie de la configuration géométrique de la chambre de compression et du matériau. En jouant sur l'ensemble de ces paramètres, les travaux précédents de T. Neu [51] ont mis en évidence un arrangement géométrique particulier de la chambre de compression qui permet la conversion quasi isotherme. Un résultat expérimental de compression d'air isotherme extrait de ces travaux de thèse est illustré sur la figure 2.9. Au cours de la compression de l'air isotherme expérimentale (fig. 2.9a), l'augmentation de la pression s'accompagne d'une élévation de température de l'air. La figure 2.9b compare l'évolution de la température théorique dans le cas isotherme et adiabatique avec la courbe d'évolution de la température réalisée lors de l'essai expérimental. La compression n'est pas parfaitement isotherme toutefois par comparaison avec le cas adiabatique théorique, l'augmentation de la température reste faible. Le rendement de compression n'est pas unitaire, mais sera tout de même supérieur à celui de la compression adiabatique.

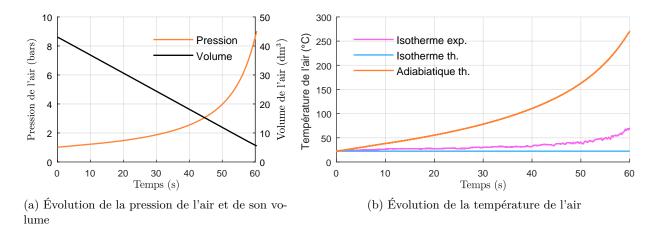


FIGURE 2.9: Comparaison de la compression d'air théorique et expérimentale

2.3 La conversion électropneumatique au sein de la plateforme flottante

Le fondement de la technologie REMORA repose sur le mécanisme de piston liquide isotherme pour la compression/détente d'air. L'analyse réalisée dans la partie précédente met en évidence un piston liquide permettant une compression/détente de l'air quasi isotherme, portant ainsi le rendement énergétique de la conversion hydropneumatique proche de 1. Toutefois, dans l'objectif de maximiser les performances de la chaîne de conversion complète (fig. 2.4), ce mécanisme de piston liquide s'intègre dans une architecture étagée multi-machines et multi-pompes.

2.3.1 Le module de conversion

L'optimisation du dimensionnement du système de pompage participe grandement à la réduction des pertes du système. En effet, les applications aux centrales hydroélectriques à grande échelle montrent que l'utilisation simultanée de plusieurs pompes sur des plages de fonctionnement différentes est préférée à un seul dispositif hydraulique. Une telle disposition multi-pompes permet finalement de réduire la plage de fonctionnement de chacune d'entre elles et donc d'augmenter l'efficacité globale de la transformation énergétique [54–56].

Dans le cas de REMORA, la compression de l'air nécessite de balayer une large plage de pression pour atteindre le niveau de compression requis pour le stockage. Il est donc préférable d'étager sur différents niveaux de pression la conversion hydropneumatique afin de garantir un fonctionnement efficace de chaque pompe hydraulique.

La figure 2.10 illustre l'organisation du module de conversion complet dans le cas où la compression est divisée en deux étages. Les deux systèmes de pompage, comprenant chacun un ensemble {Électronique de puissance - Machine/Générateur électrique - Pompe/Turbine hydraulique}, sont connectés à chacune des chambres de compression et travaillent simultanément en commutant entre les chambres. Cette configuration idéale pour la compression de l'air dans le cas du stockage de l'énergie électrique fait par ailleurs l'objet d'un brevet déposé en 2016 [57].

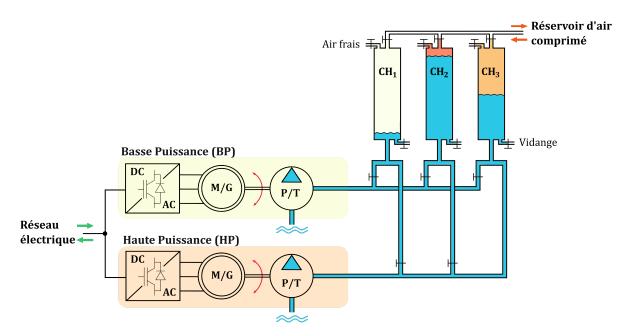


FIGURE 2.10: Schéma d'un module de conversion électropneumatique subdivisé en deux étages de compression

Notons T_{cycle} la durée cyclique de fonctionnement de chacune des pompes. La figure 2.11 montre les différentes étapes successives de la compression dans une des chambres de compression. Du point de vue de la chambre 1 (Ch₁), le déroulement de la compression complète est le suivant :

- De 0 à $1.T_{cycle}$: Ch₁ est initialement vide, la pompe hydraulique P/T₁ assure le premier niveau de compression en Basse Puissance (BP) jusqu'à atteindre la pression P_{BP} durant le temps T_{cycle} .
- de $1.T_{cycle}$ à $2.T_{cycle}$: P/T₂ assure la second niveau de compression en Haute Puissance (HP). Lorsque l'air atteint la pression de stockage P_{HP} , cette même pompe permet ensuite de convoyer l'air comprimé de la chambre vers le réservoir de stockage.
- de $2.T_{cycle}$ à $3.T_{cycle}$: Ch₁ est pleine d'eau, une phase non productive de vidange (notée X) permet de réinitialiser la chambre de compression pour permettre une nouvelle compression. Notons que le système annexe qui assure la vidange ne sera pas étudié dans cette thèse.

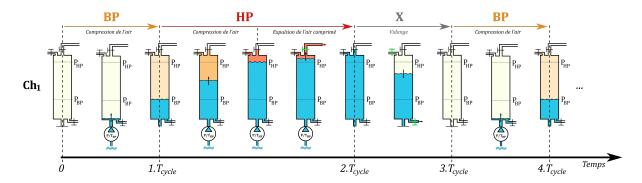


FIGURE 2.11: Principe de fonctionnement d'un système de compression d'air vu de la chambre Ch_1 en mode stockage

Le même synopsis s'applique aux deux autres chambres, Ch_2 et Ch_3 , avec un décalage temporel de T_{cycle} entre elles; assurant un fonctionnement optimal du système de pompage. Le tableau 2.1 résume l'organisation de la compression dans l'ensemble des chambres. Celui-ci met en évidence un mécanisme de compression simultanée qui permet aux équipements de conversion de ne jamais être à l'arrêt. Du point de vue des sous-systèmes BP et HP, chacun assure finalement un fonctionnement répétitif et identique de période T_{cycle} par commutation entre deux chambres entre chaque cycle.

Temps	$1.T_{cycle}$	$2.T_{cycle}$	$3.T_{cycle}$	$4.T_{cycle}$	
Ch_1	BP	HP	X	BP	
Ch_2	HP	X	BP	HP	
Ch_3	X	BP	HP	X	

TABLE 2.1: Organisation simultanée de la compression d'air entre les 3 chambres de compression en mode stockage

Le mécanisme de piston liquide est supposé parfaitement réversible ainsi cette même organisation s'applique à la détente de l'air permettant la production d'énergie électrique. Dans ce cas, le processus inverse s'opère. Après admission de l'air comprimé dans une chambre, l'étage HP fonctionne en mode réversible et permet la détente de l'air jusqu'à la pression P_{BP} , ce qui crée un débit d'eau inverse au travers de la pompe et par conséquent un flux d'énergie dans le sens inverse. Le sous-système BP continue la détente de l'air jusqu'à ce que la chambre soit entièrement vide d'eau. L'air est alors complètement détendu. Enfin, comme précédemment, une phase non productive de rebouclage permet de remplir la chambre d'eau afin d'actionner une nouvelle détente de l'air.

2.3.2 Interconnexion des modules dans la plateforme

Le milieu marin dans lequel est implantée la plateforme contraint fortement la maintenance des systèmes de conversion. Ainsi, par souci de performances énergétiques mais aussi de tolérance aux pannes, le développement technologique de REMORA a conduit à une architecture de la plateforme redondante composée de plusieurs modules de conversion électropneumatique interconnectée (fig. 2.12).

Les modules, dont le schéma d'un des modules est donné sur la figure 2.10, sont identiques et connectés d'une part au réseau électrique et d'autre part aux réservoirs de stockage par raccordement du réseau pneumatique. La segmentation de la puissance à la fois entre les modules de

conversion et à l'intérieur de chacun est finalement l'arrangement optimal qui permet d'accroître à la fois l'efficacité, la redondance ainsi que la flexibilité de la puissance du stockage.

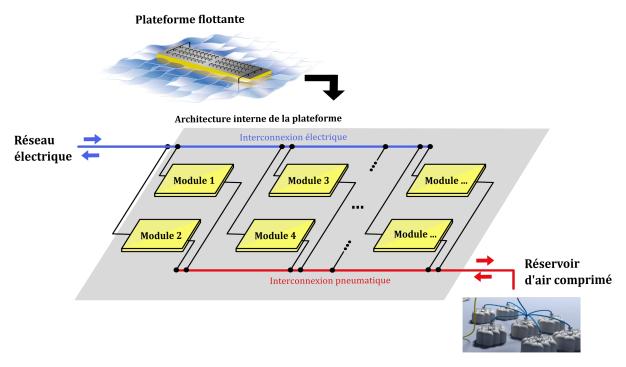


FIGURE 2.12: Plateforme de conversion à pleine échelle composée de plusieurs modules de conversion électropneumatique interconnectés

2.4 Configuration du système REMORA étudié au cours de ces travaux de thèse

Nous considérerons dans les chapitres suivants un système de stockage REMORA d'une puissance moyenne de l'ordre de la dizaine de MW et d'une capacité de stockage de 90 MWh. Les réservoirs sont implantés à 100 m de profondeur par rapport au niveau de la mer. Pour simplifier le problème, seul un réservoir de stockage sera considéré dans la suite bien qu'en réalité, pour des raisons mécaniques, la capacité de stockage totale sera répartie entre une quinzaine de réservoirs identiques comme sur la figure 2.1. La figure 2.13 donne à titre indicatif les ordres de grandeur géométriques de la station REMORA, ses propriétés sont rassemblées dans le tableau 3.3.

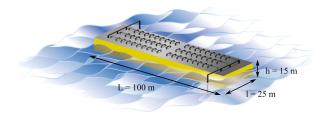


FIGURE 2.13: Dimensions de la plateforme pour une capacité de stockage de 90 MWh

Au sein de la plateforme, la puissance est segmentée entre 10 modules identiques d'une puissance moyenne de l'ordre du MW. Le module est quant à lui dimensionné tel que la répartition de puissance est la suivante : l'étage BP assure 30 % de la compression et l'étage HP les

70 % restants. Par conséquent, les deux sous-systèmes seront dimensionnés pour des puissances maximales différentes, soit 1.1 MW pour le BP et 2.6 MW de puissance maximale possible sur l'étage HP. Enfin, ces sous-systèmes devront travailler simultanément sur une période cyclique de 3 minutes.

Plateforme de conversion	
Nombre de modules	10
Puissance maximale du sous-système de pompage BP	1.1 MW
Puissance maximale du sous-système de pompage HP	2.6 MW
Temps de cycle, T_{cycle}	180 s
Réservoirs de stockage	
Profondeur	100 m
Capacité de stockage	90 MWh

TABLE 2.2: Principales caractéristiques du système de stockage REMORA étudié dans cette thèse

De plus, dans le cadre des travaux de la thèse, les études se portent sur l'architecture électrique interne de la plateforme. Ainsi, dans l'ensemble des travaux présentés, nous ferons l'hypothèse que le stockage est raccordé à un réseau électrique de niveau régional ou national, suffisamment stable pour considérer le réseau électrique comme une source d'énergie infinie et réversible. Nous considérerons uniquement le fonctionnement de la station selon une succession de charges et de décharges complètes du stockage, soit de 0 à 100% de charge en mode stockage puis de 100% à 0% en mode production.

Conclusion du chapitre

Ce chapitre présentait le fonctionnement détaillé du principe de fonctionnement du stockage REMORA. Le mécanisme de piston liquide qui assure la compression de l'air est détaillé et une analyse thermodynamique de la conversion permet de placer la compression isotherme en première position en termes d'efficacité, par comparaison avec les autres procédés de compression existants.

Pour des raisons de redondance des équipements et d'efficacité des systèmes de pompage, le piston liquide s'intègre dans une organisation de fonctionnement cyclique et étagée. Une plate-forme REMORA comporte alors un ensemble de modules de conversion électricité - air comprimé au sein desquels la compression est elle-même subdivisée en deux étages de conversion de puis-sance différente. Finalement, dans la mesure où le procédé thermodynamique de compression est grandement amélioré, l'efficacité globale du système CAES REMORA ne réside plus dans le procédé de compression lui-même, mais dans la maximisation de l'efficacité énergétique de chaque composant de puissance présent dans la cascade énergétique.

Chapitre 3

Stratégie de contrôle-commande d'un module de conversion électropneumatique de REMORA

!		
_		457
		47
3.1.1		48
		48
	1	49
_	·	50
		52 52
Car	ractérisation de la transmission mécanique	
3.2.1	Modélisation de la charge hydraulique	53
3.2.2	Identification de l'équation mécanique	55
conv		58
3.3.1	Transmission mécanique	60
3.3.2	Partie hydropneumatique	60
	3.3.2.1 Pompes hydrauliques	60
	3.3.2.2 Chambres de compression	60
	3.3.2.3 Vannes de commutation	61
Opt	imisation au BEP des lois de contrôle à vitesse variable d'un	
mod	dule de conversion REMORA	62
3.4.1	Détermination des lois de contrôle optimales à vitesse variable	62
	3.4.1.1 État de l'art sur les méthodes existantes	62
	3.4.1.2 Application des méthodes au module	65
	3.4.1.3 Calcul des lois de vitesse optimales	66
3.4.2	Analyse du fonctionnement cyclique au BEP du point de vue la com-	
	pression de l'air	68
3.4.3	Analyse des résultats en mode de fonctionnement réversible : Extension	
	au dimensionnement d'une station REMORA de 90 MWh	69
	3.4.3.1 Échange de puissance globale d'un module de conversion	69
	3.4.3.2 Dimensionnement de la station de stockage REMORA avec 10	
	modules pour une capacité totale de 90 MWh	70
	La reverse 3.1.1 3.1.2 3.1.3 Car 3.2.1 3.2.2 Mod conv 3.3.1 3.3.2 Opt mod 3.4.1	La pompe centrifuge : élément constitutif d'un système de pompage réversible 3.1.1 Principe de fonctionnement 3.1.1.1 Vue d'ensemble 3.1.1.2 Caractéristiques de fonctionnement 3.1.2 Analyse du fonctionnement réversible en mode turbine 3.1.3 Modélisation mathématique Caractérisation de la transmission mécanique 3.2.1 Modélisation de la charge hydraulique 3.2.2 Identification de l'équation mécanique Modélisation de la transmission mécanique dans un module de conversion de REMORA 3.3.1 Transmission mécanique 3.3.2.1 Pompes hydraulique 3.3.2.2 Chambres de compression 3.3.2.3 Vannes de commutation Optimisation au BEP des lois de contrôle à vitesse variable d'un module de conversion REMORA 3.4.1 État de l'art sur les méthodes existantes 3.4.1.2 Application des méthodes au module 3.4.1.3 Calcul des lois de vitesse optimales 3.4.1.4 Analyse du fonctionnement cyclique au BEP du point de vue la compression de l'air 3.4.3 Analyse des résultats en mode de fonctionnement réversible : Extension au dimensionnement d'une station REMORA de 90 MWh 3.4.3.1 Échange de puissance globale d'un module de conversion 3.4.3.2 Dimensionnement de la station de stockage REMORA avec 10

Introduction

Le principe fondamental de la compression d'air proposé dans REMORA utilise un système de pompage composé de deux pompes en parallèle pour activer un mécanisme de piston liquide à trois temps (BP, HP puis vidange). Un tel dispositif de stockage s'apparente finalement à un système hybride s'inspirant à la fois d'un système classique de stockage d'énergie par air comprimé et d'une station de pompage hydraulique au sein de laquelle une pompe hydraulique actionne un piston liquide pour compresser l'air emprisonné dans un accumulateur fermé.

Les applications aux centrales hydroélectriques à grande échelle montrent que, en raison de ses caractéristiques intrinsèques, la pompe hydraulique est bien souvent identifiée comme étant l'élément de la chaîne de conversion le plus influent en ce qui concerne les performances énergétiques [58–60]. Depuis quelques années, la littérature relatant de l'hydroélectricité montre que l'utilisation de l'électronique de puissance pour le contrôle d'un système de pompage à vitesse variable contribue fortement à l'augmentation de l'efficacité d'un tel système. V.K. Arun Shankar et al. soulignent un gain significatif des pertes allant de 30 à 50% grâce à la commande à vitesse variable des pompes de type centrifuge [61].

Toutefois, bien qu'une pompe hydraulique d'une puissance de l'ordre du mégawatt possède généralement un rendement nominal supérieur à 80% et que la vitesse variable accroît les performances d'un tel système, des lois de contrôle à vitesse variable non adéquates aux spécificités du système de pompage étudié peuvent entraîner jusqu'à 50% de pertes énergétiques.

Ainsi, ce chapitre s'intéresse au développement d'une structure de commande qui permet de maximiser l'efficacité de la conversion électropneumatique tout en respectant les contraintes de fonctionnement imposées par le mécanisme de piston liquide. La première partie aborde le fonctionnement et la modélisation d'un tel système et plus particulièrement de la pompe hydraulique, élément central de la conversion énergétique. Ensuite, la modélisation de la transmission mécanique complète est proposée. Celle-ci permettra de caractériser le comportement statique et dynamique de la transmission mécanique dans ce système où les pompes hydrauliques sont soumises à un fonctionnement peu commun. Enfin, la connaissance des lois comportementales du système et l'élaboration de son modèle mathématique permettront de développer une stratégie de commande optimale qui maximise les performances du système hydraulique. Cette stratégie aboutira finalement à l'élaboration des caractéristiques mécaniques des sous-systèmes BP et HP qui maximisent la conversion au niveau de la transmission mécanique du module.

3.1 La pompe centrifuge : élément constitutif d'un système de pompage réversible

Dans la technologie REMORA, la pompe hydraulique centrifuge est l'élément central de la conversion énergétique qui permet d'activer le mécanisme de piston liquide et donc de compresser ou détendre de l'air efficacement. Elle représente également le seul composant "actif" de conversion de puissance qui est contrôlable entre l'arbre mécanique et le réservoir, les autres éléments (chambres de compressions) pouvant être considérés comme des éléments passifs. Ainsi, au sein d'un module de conversion de REMORA, les pompes hydrauliques BP et HP jouent un rôle stratégique pour la maximisation de l'efficacité de la conversion de puissance. Par conséquent, cette partie a pour but d'approfondir le fonctionnement d'un tel système et d'en proposer une modélisation mathématique en vue du contrôle énergétique du module.

3.1.1 Principe de fonctionnement

3.1.1.1 Vue d'ensemble

Une pompe centrifuge est un équipement de conversion de puissance qui permet de convertir l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Comme l'illustre la figure 3.1, une telle machine est composée des diverses parties suivantes :

- une roue mobile aubée tournant autour de son axe;
- un arbre mécanique qui permet la mise en rotation de la roue aubée;
- une volute, ou "corps" de la pompe, qui est le stator ou la partie fixe de la pompe.

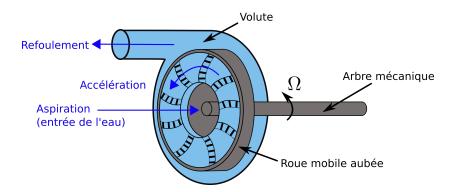


FIGURE 3.1: Schéma de principe d'une pompe hydraulique centrifuge

Le principe de base d'une pompe centrifuge repose sur la mise en rotation d'un fluide tournant à une vitesse donnée. Les trois principales étapes que subit une quantité de fluide traversant la pompe sont les suivantes :

- 1. L'aspiration : le fluide est admis au centre de la roue avec une pression d'entrée.
- 2. L'accélération : lors de la mise en rotation de la roue, la vitesse du fluide dans la roue augmente. Ainsi l'énergie cinétique du fluide accroît et les aubes de la roue permettent un effet centrifuge en propulsant le fluide sur la périphérie.
- 3. Le refoulement : le fluide est propulsé vers l'extérieur de la roue où il est collecté par la volute de la pompe. Le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de sa pression : l'énergie cinétique de rotation est transformée en énergie potentielle, ou de "pression".

La puissance mécanique admissible en entrée d'une pompe dépend de la vitesse de rotation de l'arbre mécanique, Ω , et du couple requis par la pompe, C_p . Elle s'écrit comme suit :

$$P_m = C_p \Omega \tag{3.1}$$

L'énergie potentielle emmagasinée par le liquide en sortie de la pompe se traduit par un débit d'eau volumique, Q_v , et une hauteur d'élévation d'eau (ou hauteur manométrique), notée H_{eau} . La puissance hydraulique déployée s'écrit :

$$P_h = \rho g H_{equ} Q_v \tag{3.2}$$

où ρ correspond à la masse volumique du fluide et g à l'accélération de la pesanteur. Finalement, le rendement d'une pompe, noté η_p , est défini comme le rapport entre l'énergie hydraulique produite et l'énergie mécanique fournie :

$$\eta_p = \frac{\rho g H_{eau} Q_v}{C_p \Omega} \tag{3.3}$$

3.1.1.2 Caractéristiques de fonctionnement

Une pompe centrifuge n'admet que deux variables de fonctionnement indépendantes, dont une variable mécanique et une variable hydraulique [62]. Parmi les grandeurs caractéristiques présentées dans les équations précédentes, on choisira Ω et Q_v comme variables d'état. Ainsi, H_{eau} et C_p peuvent être déterminés à partir de Ω et de Q_v (fig. 3.2). La pompe s'apparente alors à un système non linéaire multi variable exprimé selon le système d'équations (3.4).



FIGURE 3.2: Schéma-bloc d'une pompe hydraulique centrifuge

$$\begin{cases}
H_{eau} = f_1(\Omega, Q_v) \\
\eta_p = f_2(\Omega, Q_v)
\end{cases}$$
(3.4)

Les fonctions f_1 et f_2 seront explicitées dans la partie 3.1.3.

Les courbes de fonctionnement d'une pompe sont généralement caractérisées par la variation de la hauteur d'eau et de la puissance mécanique en fonction du débit pour une vitesse donnée. Dans ces conditions nominales, pour une vitesse Ω_N donnée, il existe un unique point de fonctionnement qui maximise le rendement de la conversion hydromécanique. Il est communément appelé le Best Efficiency Point, ou BEP. La figure 3.3 illustre un exemple de la caractéristique de fonctionnement d'une pompe hydraulique.

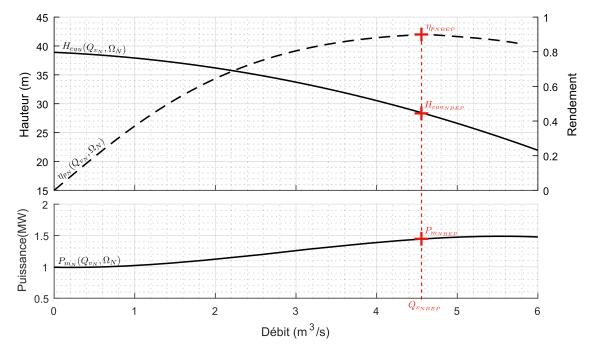


FIGURE 3.3: Exemple d'une courbe de fonctionnement d'une pompe dans le plan (débit, hauteur d'eau) pour la vitesse de rotation nominale $\Omega_N = 425 \text{ tr.min}^{-1}$

La variation de la vitesse de rotation affecte la caractéristique de fonctionnement selon des lois de similitude. Considérons un point caractéristique pour une vitesse Ω_1 (Q_{v_1} , H_{eau_1} et C_{p_1}), l'application des lois suivantes permet d'en déduire le point de fonctionnement de cette même machine (Q_{v_2} , H_{eau_2} et C_{p_2}) pour une vitesse différente Ω_2 (3.5).

$$\left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1}\right)^2 = \left(\frac{Q_{v_2}}{Q_{v_1}}\right)^2 = \left(\frac{H_{eau_2}}{H_{eau_1}}\right) = \left(\frac{C_{p_2}}{C_{p_1}}\right) \tag{3.5}$$

Ainsi, l'application de ces lois permet de reconstruire l'ensemble de la caractéristique de fonctionnement de la pompe pour toute vitesse de rotation inférieure à Ω_N . La figure 3.4 illustre les courbes caractéristiques pour différentes vitesses comprises entre 20 % et 100 % de Ω_N . Chacune de ces vitesses possède son unique point BEP. L'ensemble des points BEP forme une courbe au centre de la caractéristique de fonctionnement dans le plan (débit, hauteur d'eau). On l'appellera la courbe ou fonction BEP de la pompe et forme finalement une caractéristique de fonctionnement restreinte qui assure le meilleur rendement de la pompe possible en fonction de la vitesse de rotation.

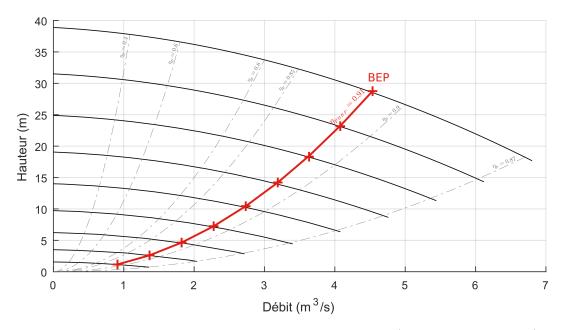


FIGURE 3.4: Réseau de courbes de fonctionnement dans le plan (débit, hauteur d'eau) pour différentes valeurs de vitesse de rotation

3.1.2 Analyse du fonctionnement réversible en mode turbine

Une pompe hydraulique centrifuge peut être exploitée en tant que turbine hydraulique pour produire de l'énergie électrique. Dans ce cas, l'eau transite par la pompe dans le sens inverse, entraînant une inversion du sens de rotation de l'arbre mécanique et ainsi un flux de puissance inverse vers la production d'énergie électrique.

L'application des pompes en mode de fonctionnement réversible dans le domaine de l'hydroélectricité est récente. Le gain économique significatif permis par la réversibilité d'un tel système de par la réduction des équipements et de la maintenance n'a été mis en évidence que récemment et se corrèle avec les problématiques d'efficacité et de diminution des coûts du stockage à grande échelle [63]. Toutefois, d'un point de vue technique, le problème principal d'un tel système est le manque d'information des courbes de fonctionnement de la pompe en mode turbine qui sont rarement renseignées dans les données constructeurs de la pompe. L'approche la plus exacte pour

estimer le fonctionnement en mode turbine reste la caractérisation expérimentale de la machine hydraulique. Or, dans la mesure où nous ne disposons que des données constructeurs en mode pompe, la littérature a mis en évidence de nombreux modèles empiriques qui permettent d'inverser la courbe de fonctionnement [64,65]. Parmi tous les modèles recensés, le modèle développé par K. R. Sharma est mis en évidence comme une des méthodes les plus simples et efficaces pour établir le fonctionnement d'une pompe en mode turbine avec une marge d'erreur faible par rapport à la courbe expérimentale [66].

Cette méthode est appliquée à la courbe de fonctionnement en mode pompe de la figure 3.3. Les principales étapes de la méthode utilisée sont décrites dans [67] et rappelées dans l'annexe A.1. La figure 3.5a compare les courbes de fonctionnement nominales dans les deux modes où on peut observer que pour une hauteur d'eau donnée, la turbine admet une plage de débit de fonctionnement plus restreinte que la pompe. La figure 3.5b compare les courbes qui rassemblent les points BEP pour chaque vitesse de rotation.

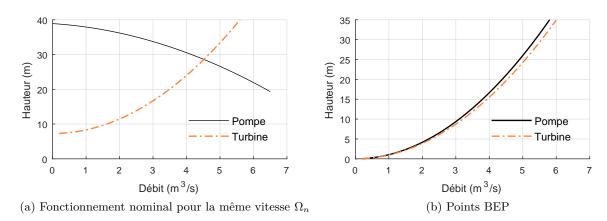


FIGURE 3.5: Comparaison des caractéristiques d'une pompe centrifuge en mode pompe et en mode turbine établi à partir d'un modèle empirique

Bien que sur la plage de débit complète, les deux caractéristiques soient différentes pour une même vitesse, elles restent similaires autour des points BEP, avec une déviation des points en mode turbine de 6 % par rapport aux points BEP en mode pompe. Ainsi, dans le cadre de la thèse, nous ferons l'hypothèse que le fonctionnement en mode turbine admet la même caractéristique en mode pompe pour les raisons suivantes :

- l'objectif final de l'étude étant la maximisation énergétique de la conversion, dans la suite nous ferons l'hypothèse que les pompes/turbines opéreront autour de la zone d'efficacité maximale;
- les données en mode turbine restent issues d'un modèle empirique qui ne garantit pas l'exactitude de la courbe de fonctionnement obtenue;
- par souci de simplicité de modélisation dans la mesure où l'ensemble des équipements utilisés dans le génie électrique (convertisseur statique d'électronique de puissance, machine électrique ...) sont considérés parfaitement réversible.

En conclusion, en mode production d'énergie électrique, la caractéristique de la turbine adoptera la même que celle de la pompe selon les conventions de signe représentées sur la figure 3.6:

— Mode pompe : $\Omega > 0$, $Q_v > 0$, $H_{eau} > 0$; — Mode turbine : $\Omega < 0$, $Q_v < 0$, $H_{eau} > 0$.

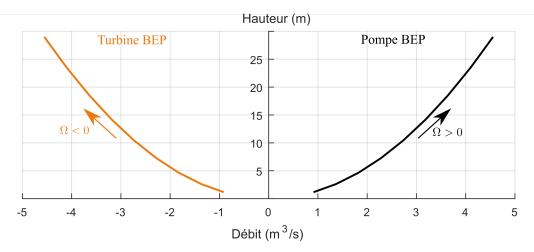


FIGURE 3.6: Hypothèse de caractéristique au BEP de la pompe supposée parfaitement réversible avec les conventions de signe adoptées

3.1.3 Modélisation mathématique

Une pompe hydraulique se modélise mathématiquement à partir de l'interpolation des courbes constructeur. À vitesse nominale Ω_N , la hauteur (H_{eau_N}) et la puissance mécanique (P_{m_N}) peuvent s'écrire comme des polynômes dépendants du débit (Q_{v_N}) de degré respectif 2 et 3.

$$H_{eau_N} = a_2 Q_{v_N}^2 + a_1 Q_{v_N} + a_0 (3.6)$$

$$P_{m_N} = b_3 Q_{v_N}^3 + b_2 Q_{v_N}^2 + b_1 Q_{v_N} + b_0 (3.7)$$

où les coefficients a_0 , a_1 , a_2 , b_0 , b_1 , b_2 et b_3 sont issus de l'interpolation des courbes constructeur à vitesse nominale.

En appliquant les lois de similitudes décrites en (3.5) aux polynômes précédemment établis dans les conditions nominales, il est possible d'obtenir le modèle mathématique d'une pompe pour n'importe quel point de fonctionnement dépendant de la vitesse (Ω) et du débit (Q_v) :

$$H_{eau} = a_{2}'Q_{v}^{2} + a_{1}'\Omega Q_{v} + a_{0}'\Omega^{2}$$
(3.8)

$$P_{m} = b_{3}' Q_{v}^{3} + b_{2}' \Omega Q_{v}^{2} + b_{1}' \Omega^{2} Q_{v} + b_{0}' \Omega^{3}$$
(3.9)

avec

$$\begin{cases} a_2' = a_2; & a_1' = \frac{a_1}{\Omega_N}; & a_0' = \frac{a_0}{\Omega_N^2}; \\ b_3' = b_3; & b_2' = \frac{b_2}{\Omega_N}; & b_1' = \frac{b_1}{\Omega_N^2}; & b_0' = \frac{b_0}{\Omega_N^3}. \end{cases}$$

3.2 Caractérisation de la transmission mécanique

Compte tenu de ses propriétés intrinsèques, la littérature identifie généralement la pompe hydraulique centrifuge comme l'élément le plus influant au sein d'une chaîne de conversion comportant un couplage machine électrique - pompe hydraulique vis-à-vis de l'efficacité énergétique [61]. Ainsi, dans l'objectif d'implémenter un schéma de contrôle en vitesse variable efficace et robuste, la connaissance et la maîtrise du comportement du système de pompage au niveau de l'arbre de transmission mécanique sont primordiales.

La littérature propose de nombreux modèles de la transmission mécanique du couplage hydroélectrique qui varient selon :

- l'application (STEP, pompage EnR, compression d'air ...);
- l'objectif de l'étude (variation de vitesse, extraction du maximum de puissance ...);
- les hypothèses et simplifications réalisées (selon l'application, une des grandeurs d'état peut être négligée ou supposée constante);
- la nature de l'étude (étude réalisée d'un point de vue électrique, mécanique ou hydraulique).

En effet, on recense des modèles complexes non linéaires qui tiennent compte de la dynamique du fluide qui transite dans la pompe ainsi que la dynamique transitoire de la charge hydraulique (tuyauterie, accumulateur ...). Cela nécessite la linéarisation des systèmes mathématiques d'ordres élevés (souvent > 6) et par conséquent des structures de régulation complexes à mettre en œuvre [68–70]. Toutefois, la majeure partie des études proposées s'affranchit de la dynamique du fluide, trop complexe à considérer, et prend en compte un modèle hydraulique statique pour la modélisation de la transmission mécanique. Parmi les modèles considérés, le modèle statique non linéaire proposé dans le paragraphe précédent qui est issu des données constructeur est largement employé [71–75].

Toutefois, la non-linéarité du modèle de la vitesse de rotation peut rendre la régulation encore complexe à mettre en œuvre selon l'application. C'est pourquoi certaines études proposent de simplifier les modèles statiques du couple de transmission en restreignant le modèle à la plage de fonctionnement de la pompe qui est réellement utilisée dans l'application considérée [76–78]. Une simplification basée sur la caractérisation expérimentale de la transmission réelle est également proposée dans [79].

Au vu de la diversité des modèles proposés avec un degré de complexité variable, il s'agit dans cette partie d'identifier spécifiquement les caractéristiques dynamiques de la transmission mécanique dans le cas d'une compression d'air élémentaire par piston liquide. Dans le cadre du contrôle-commande d'un module de REMORA, nous nous intéressons à caractériser le comportement de la vitesse de rotation. Ainsi, seule la dynamique due à la mise en rotation de l'arbre est considérée. Les éléments dynamiques et inertiels dus à la vitesse du fluide transitant dans la pompe et la tuyauterie sont négligés; la partie hydraulique de la transmission (ou charge) hydraulique est uniquement modélisée en régime statique. Cette hypothèse est valable pour l'ensemble des travaux présentés dans cette thèse. Ainsi, le modèle statique non linéaire de la pompe établi dans la partie 3.1.3 est considéré. À partir de la modélisation d'une chaîne élémentaire de conversion, la réponse temporelle des différentes grandeurs du système est étudiée selon deux modes de fonctionnement de la pompe : un mode "libre" sur toute la plage de fonctionnement possible et un mode restreint aux points BEP.

3.2.1 Modélisation de la charge hydraulique

Afin d'étudier la transmission mécanique du mécanisme de piston liquide, la chaîne de conversion élémentaire permettant une compression d'air est considérée selon le schéma de la figure 3.7. Une seule pompe assure une compression dans une seule chambre de compression. La partie électrique (convertisseur et machine) n'est pas modélisée, elle sera considérée comme un générateur idéal de couple mécanique.

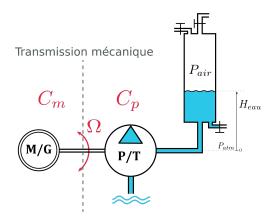


FIGURE 3.7: Modélisation de la charge hydraulique dans une seule chaîne de conversion électropneumatique

a) Partie mécanique

La transmission mécanique du système est régie par l'équation suivante :

$$(J_m + J_p)\frac{d\Omega}{dt} + f_m\Omega = C_m - C_p \tag{3.10}$$

où J_m et J_p représentent respectivement l'inertie de la machine électrique et de la pompe et f_m est le terme de frottement visqueux de la machine électrique. C_m et C_p définissent respectivement le couple électromagnétique fourni par la machine et le couple de la charge hydraulique déployé par la pompe. Celui est défini à partir de l'interpolation de la courbe de puissance donnée (éq. (3.9)) et l'équation de la puissance mécanique (éq. (3.1)).

b) Partie hydropneumatique

La compression isotherme au sein de la chambre de compression est régie par l'équation suivante :

$$P_{air}V_{air} = P_0V_0 (3.11)$$

où P_{air} et V_{air} correspondent à la pression et au volume de l'air à chaque instant de la compression alors que P_0 et V_0 représentent les propriétés initiales de l'air avant compression. Le débit d'eau transitant dans la pompe entraîne une élévation du volume d'eau dans la chambre (noté V_f) et par conséquent une diminution du volume d'air restant (V_{air}) :

$$V_f = \int Q_v \tag{3.12}$$

$$V_{air} = V_0 - V_f (3.13)$$

Le théorème de Bernoulli en régime statique permet de relier la hauteur d'eau acheminée par la pompe dans la chambre de compression (H_{eau}) à la pression P_{air} selon la loi suivante :

$$P_{air} = \rho g H_{eau} + P_{atm} \tag{3.14}$$

Notons que l'unité SI de la pression est le Pascal, mais s'exprime plus communément en bars (1 bar = 10^5 Pa). P_{atm} est la pression atmosphérique de l'air ($P_{atm} = 1$ bar).

La figure 3.8 illustre le principe de la modélisation de la charge hydraulique nécessaire à la compression de l'air à partir des équations citées ci-dessus. Le débit d'eau en sortie de pompe

entraîne l'augmentation du volume d'eau dans la chambre de compression; et par conséquent l'augmentation de la pression de l'air. À partir d'une consigne de vitesse donnée, l'équation inverse de (3.8) permet d'actualiser la valeur du débit en fonction de l'évolution de P_{air} . Enfin, avec les équations (3.1) et (3.9), il est possible d'exprimer le couple mécanique de la pompe en fonction de Q_v et de Ω .

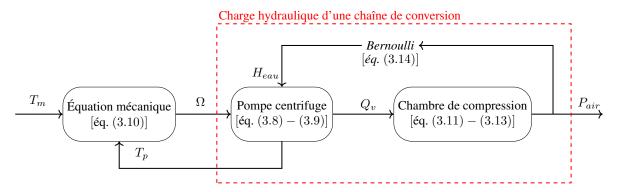


FIGURE 3.8: Modélisation mathématique de la charge hydraulique

3.2.2 Identification de l'équation mécanique

À partir du modèle précédent, la réponse de la charge hydraulique à un échelon de couple électromagnétique (C_m) est étudiée. Le modèle de la pompe utilisée est celui donné sur les figures 3.3 dont les coefficients sont données dans l'annexe A.2.2 (ceux de l'étage BP) et 3.4. Les constantes utilisées pour ce test sont rassemblées dans le tableau 3.1.

Paramètre	Valeur
f_m	$5.5 \text{ kg.m}^2.\text{s}^{-1}$
J_m	150 kg.m^2
J_p	450 kg.m^2
ho	1000 kg.m^{-3}
g	9.81 m.s^{-2}
$P_0 = P_{atm}$	1 bar
V_0	100 m^3

TABLE 3.1: Paramètres utilisés pour la caractérisation de l'équation mécanique

En considérant la plage de fonctionnement complète de la pompe, les réponses dynamiques et statiques des différentes grandeurs mécaniques et hydrauliques suite à un échelon de couple de 1.10^4 N.m à 2.10^4 N.m sont illustrées sur la figure 3.8. Les figures 3.9a et 3.9b donnent l'évolution du couple et de la vitesse de la pompe suite à cet échelon. Ces courbes mettent en évidence la caractéristique non linéaire de la pompe. En effet, comme le montre la figure 3.8c, le comportement dynamique de la vitesse ne peut être identifiable à un système caractéristique défini. De même, les grandeurs hydrauliques (figs. 3.8d, 3.8e et 3.8f) évoluent sur la caractéristique de la pompe de manière non prévisible où la trajectoire est difficilement maitrisable. Finalement, en considérant l'utilisation possible de la caractéristique complète de la pompe (figure 3.4), la transmission hydraulique nécessaire à la compression d'air s'apparente à un système non linéaire dépendant à la fois de Ω , Q_v et de H_{eau} . Dans ce cas de fonctionnement, cela nécessitera des

schémas de contrôle de vitesse adaptés mais complexe à mettre en œuvre.

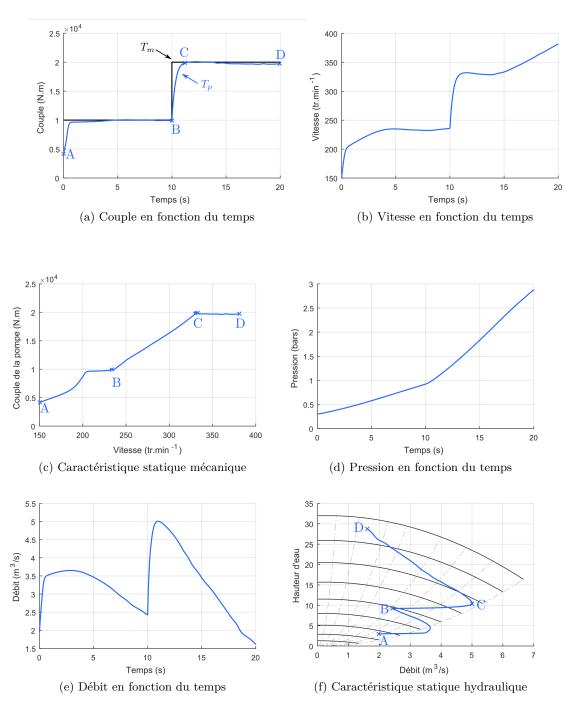


FIGURE 3.8: Étude du comportement dynamique en boucle ouverte du système de pompage suivant un échelon de couple mécanique

Maintenant, intéressons-nous au cas où la caractéristique de la pompe est contrainte le long d'une des lignes d'iso rendement défini sur la courbe 3.4. Dans ce cas, il est possible d'appliquer les lois de similitude données dans l'équation (3.5) et d'exprimer l'ensemble des variables en fonction de la vitesse. Ainsi, à partir du point nominal correspondant à un rendement η_p ($Q_{v_{N\eta_p}}$, $H_{eau_{N\eta_p}}$ et $C_{p_{N\eta_p}}$), les nouvelles lois suivantes s'appliquent :

$$Q_{v_{nn}} = k_{Q_{vnn}} \Omega \tag{3.15}$$

$$H_{eau_{\eta_p}} = k_{H_{eau_{\eta_p}}} \Omega^2 \tag{3.16}$$

$$C_{p_{\eta_n}} = k_{C_{p\eta_n}} \Omega^2 \tag{3.17}$$

avec

$$\begin{cases} k_{Qv\eta_p} = \frac{Q_{v_{N\eta_p}}}{\Omega_N} \\ k_{H_{eau\eta_p}} = \frac{H_{eau_N\eta_p}}{\Omega_N^2} \\ k_{C_{p\eta_p}} = \frac{C_{p_N\eta_p}}{\Omega_N^2} \end{cases}$$

La transmission hydraulique est simulée dans le cas où la courbe de fonctionnement de la pompe est restreinte aux points définis par une ligne d'iso rendement pour 4 valeurs différentes de rendement. De même que précédemment, les résultats des différentes grandeurs suite à un échelon de couple mécanique sont illustrés sur la figure 3.9. Dans ce cas, la réponse temporelle de la vitesse suite à un échelon de couple mécanique s'apparente à un système de premier ordre. En effet, pour les 4 valeurs de rendement étudiées, la vitesse répond à l'échelon et tend vers sa valeur finale avec un certain temps de réponse. Ce comportement s'apparente alors une réponse temporelle d'un système linéaire du premier ordre (figs. 3.9a et 3.9b). La figure 3.9c montre que le système reste contraint à la courbe d'iso rendement où le couple mécanique est proportionnel à Ω^2 quelle que soit la valeur de Ω . De même, les grandeurs hydrauliques sont contraintes et dépendantes de la vitesse selon une loi linéaire pour le débit et au carré pour la pression (figs. 3.9d et 3.9e). Enfin, la figure 3.9f met bien en évidence les caractéristiques statiques hydrauliques de la pompe contraintes sur les lignes d'iso rendements comme souhaité.

Finalement, contraint sur une ligne d'iso rendement, la transmission mécanique du système hydraulique se simplifie pour s'apparenter à un système du premier ordre. Ainsi, bien que le comportement de la transmission mécanique soit difficilement prévisible et maîtrisable sur la plage complète, si le fonctionnement du système de pompage au cours d'une compression d'air peut être restreint à une zone de fonctionnement proche des points de fonctionnement formant une courbe d'iso rendement, une structure de régulation de vitesse classique sera suffisante pour le contrôle de la vitesse de rotation de l'arbre de transmission.

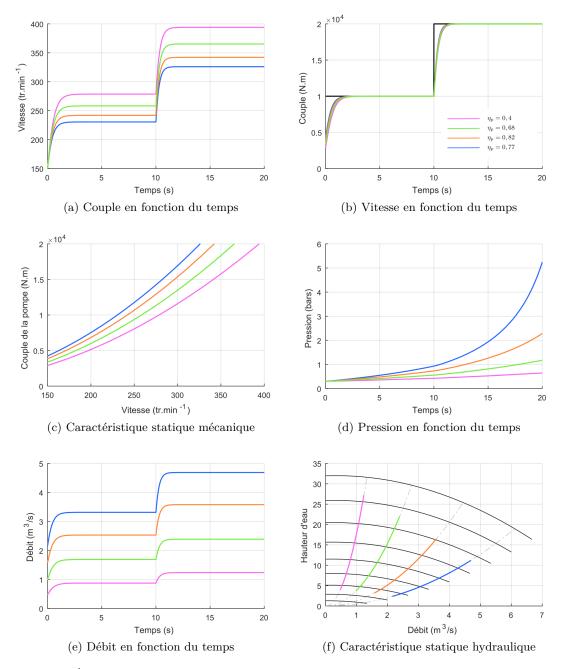


FIGURE 3.9: Étude du comportement dynamique en boucle ouverte du système de pompage contraint sur les lignes d'iso rendement suivant un échelon de couple mécanique

3.3 Modélisation de la transmission mécanique dans un module de conversion de REMORA

Dans l'objectif d'établir des lois de contrôle global d'un module de conversion, la modélisation du module dont le fonctionnement est rappelé dans la figure 2.10 se limite dans ce chapitre à la transmission mécanique. De même que précédemment, la conversion électrique est vue comme un générateur de couple idéal :

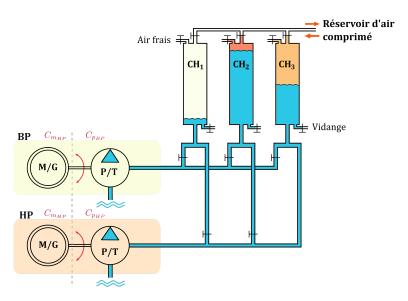


FIGURE 3.10: Modélisation de la transmission mécanique dans un module de conversion

La modélisation des différentes parties constitutives du système de compression dans un module REMORA est similaire au cas précédent. La différence est que la compression est segmentée entre deux sous-systèmes de pompage de puissance différente. Ils permettent un fonctionnement simultané entre les trois chambres constituants le piston liquide. Le modèle est donné sur la figure 3.11.

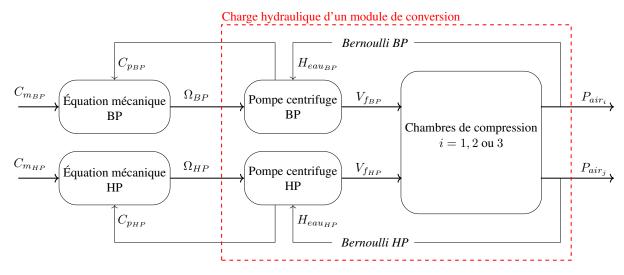


FIGURE 3.11: Modélisation de la charge hydraulique d'un module de conversion composant la plateforme REMORA

Pour l'ensemble des variables et paramètres dans les équations qui suivent, les indices suivants sont définis :

- BP: variable ou paramètre appartenant au sous-système de pompage BP;
- HP: variable ou paramètre appartenant au sous-système de pompage HP;
- i : variable ou paramètre appartenant à la i-ème chambre de compression dans laquelle opère le sous-système BP (i = 1, 2 ou 3);
- j : variable ou paramètre appartenant à la j-ème chambre de compression dans laquelle opère le sous-système HP (j = 1, 2 ou 3).

3.3.1 Transmission mécanique

Les équations mécaniques établies sur les arbres de rotation des machines BP et HP sont décrites ci-dessous. Les valeurs des différents paramètres sont données dans le tableau 3.2.

$$(J_{m_{BP}} + J_{p_{BP}})\frac{d\Omega_{BP}}{dt} + f_{m_{BP}}\Omega_{BP} = C_{m_{BP}} - C_{p_{BP}}$$
(3.18)

$$(J_{m_{HP}} + J_{p_{HP}})\frac{d\Omega_{HP}}{dt} + f_{m_{HP}}\Omega_{HP} = C_{m_{HP}} - C_{p_{HP}}$$
(3.19)

Quantité	BP	HP
f_m	$5.5 \text{ kg.m}^2.\text{s}^{-1}$	$2 \text{ kg.m}^2.\text{s}^{-1}$
J_m	150 kg.m^2	100 kg.m^2
J_p	450 kg.m^2	350 kg.m^2

Table 3.2: Paramètres de la transmission mécanique BP et HP

3.3.2 Partie hydropneumatique

3.3.2.1 Pompes hydrauliques

Les courbes de fonctionnement de la pompe BP sont illustrées sur les figures 3.3 et 3.4 et celles de la pompe HP sont présentées dans l'annexe A.2.1. Les constantes d'interpolations (éqs. (3.6) et (3.7)) ainsi que les coefficients de similitude au BEP (éqs. (3.15) à (3.17)) sont rassemblés dans le tableau en annexe A.2.2.

3.3.2.2 Chambres de compression

Deux chambres, numérotées i et j, fonctionnent alors que la troisième est au repos (voir chap. 2). L'évolution de la compression au sein de ces deux chambres est régie par les équations suivantes:

$$P_{air_i} = \frac{P_0 V_0}{V_{air_i}} \tag{3.20}$$

$$P_{air_i} = \frac{P_0 V_0}{V_{air_i}}$$

$$P_{air_j} = \frac{P_{BP} V_{air_{BP}}}{V_{air_j}}$$

$$(3.20)$$

Notons que dans le cas de la compression HP, l'état initial correspond à l'état final de la compression réalisée par l'étage BP où $V_{air_{BP}}$ et P_{BP} sont respectivement le volume et la pression de l'air à l'issue de la compression BP.

Les volumes d'air, V_{air_i} et V_{air_i} , sont dépendants des débits d'eau respectifs, $Q_{v_{BP}}$ et $Q_{v_{HP}}$:

$$V_{air_i} = V_0 - \int Q_{v_{BP}} \tag{3.22}$$

$$V_{air_j} = V_0 - \int Q_{v_{HP}} \tag{3.23}$$

Les données relatives à la compression dans un module de conversion dans le cas où le réservoir de stockage se situe à 100 mètres de profondeur sont rassemblées dans le tableau 3.3. Les valeurs des différents niveaux de pressions de l'air, soit initiale (notée P_0), intermédiaire (après action de l'étage BP, notée P_{BP}) et finale (après action de l'étage HP, notée P_{HP}) ont été établies lors de précédentes études en fonction de la géométrie des chambres de compression et de la profondeur de stockage.

Paramètre	Valeur
Temps de cycle, T_{cycle}	180 s
P_0	1.3 bars
P_{BP}	3.5 bars
P_{HP}	12.3 bars

Table 3.3: Données de la compression/détente de l'air

Finalement, la quantité d'énergie, E_{cycle} , contenue par l'air comprimé en fin de compression au sein d'une des chambres de compression s'exprime comme suit :

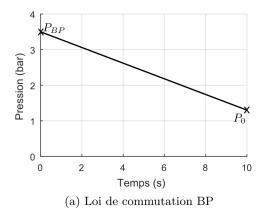
$$E_{cycle} = P_0 V_0 \ln \frac{P_{HP}}{P_0} \tag{3.24}$$

3.3.2.3 Vannes de commutation

Comme le montre la figure 3.10, il existe un couplage entre les deux chaînes de conversion BP et HP qui s'effectue au niveau du réseau hydraulique.

Durant le cycle, toutes les vannes sont soit entièrement ouvertes soit complètement fermées. Il est donc possible de considérer les deux sous-systèmes de manière indépendante.

En fin de cycle, au cours de la commutation des chambres, les vannes ne peuvent commuter instantanément; il apparaît alors un couplage entre les deux sous-systèmes durant l'ouverture/fermeture des vannes. La commutation dynamique des vannes hydrauliques est un sujet complexe traité dans la recherche en mécanique des fluides. Ainsi, par souci de simplicité et dans la mesure où nous limitons l'étude à la dynamique de la transmission mécanique, nous faisons l'hypothèse que l'ensemble des vannes assurent la commutation des pompes d'une chambre à une autre en 10 s. Nous admettons également que l'ouverture des vannes est régie telle que la différence de pression entre les deux chambres en commutation suit une loi linéaire. La figure 3.12 illustre la caractéristique supposée des vannes connectées au réseau BP (fig. 3.12a) puis celle des vannes connectées au réseau HP (fig. 3.12b).



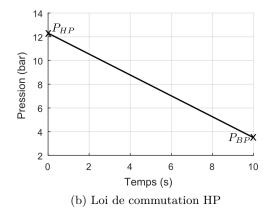


FIGURE 3.12: Modèle linéaire des vannes de commutation considérées

Cela nous permet de considérer dans la suite des travaux que les deux sous-systèmes de pompages sont entièrement indépendants durant le cycle, mais également durant la commutation.

3.4 Optimisation au BEP des lois de contrôle à vitesse variable d'un module de conversion REMORA

Dans le contexte actuel de maximisation de l'efficacité énergétique des systèmes électriques dans le domaine des EnRs, l'ensemble des chaînes de conversion comportant un couplage mécanique entre un système de nature électrique et une charge de nature physique différente adopte généralement la structure de contrôle suivante :

- 1. la chaîne de conversion de puissance avec une transmission mécanique;
- 2. une couche de régulation de vitesse (souvent structure de type schéma vectoriel);
- 3. une couche supérieure de supervision globale.

L'objectif de cette couche supérieure de contrôle est d'établir la consigne de vitesse optimale en fonction des grandeurs de nature différente selon le système physique considéré. Cette supervision est bien connue pour les systèmes de productions d'énergie électrique où elle a pour but de définir la vitesse de rotation optimale assurant l'extraction du maximum de puissance de la turbine, qu'elle soit de type éolienne [80], hydrolienne [81] ou encore hydraulique [75,82]. Dans les chaînes de conversion de type stockage, cette supervision apparaît comme un moyen de maximiser le rendement de la conversion énergétique en mode production et en mode stockage.

Dans cette partie, une attention particulière est portée aux moyens de stockage comportant un système de pompage hydraulique similaire à celui présent dans le module de conversion REMORA [74, 83]. L'objectif de l'étude est finalement d'établir la couche de supervision du module (le point 3 défini ci-dessus) qui permettra de maximiser l'efficacité énergétique de la conversion électropneumatique au cours de la compression de l'air puis au cours de la détente.

3.4.1 Détermination des lois de contrôle optimales à vitesse variable

3.4.1.1 État de l'art sur les méthodes existantes

Compte tenu des propriétés intrinsèques d'un système de pompage vu précédemment, l'intérêt de l'utilisation de la vitesse variable dans un tel système est l'ajout d'une supervision globale qui assure l'optimisation de la conversion énergétique. Dans ce cas, le développement d'algorithme de gestion énergétique a pour objectif de déterminer la consigne de vitesse optimale minimisant les pertes énergétiques au vu de l'état des variables du système (pression, hauteur d'eau, débit, volume ...). Parmi les méthodes existantes dans la littérature, la méthode de contrôle largement répandue repose sur le principe de Maximum Power Point Tracking (MPPT), bien connu dans le domaine de l'éolien et du solaire.

Le but de l'étude étant d'implémenter une stratégie de commande optimale au sein d'un module de REMORA, deux exemples représentatifs de la littérature sur le contrôle d'un système de pompage pour des applications de stockage similaire à REMORA sont détaillés : le premier concerne le contrôle d'une STEP tandis que le second porte sur le CAES de petite puissance.

a) Cas d'une STEP

Dans une STEP, l'eau transite entre deux réservoirs ouverts au travers d'un système de pompage réversible, les deux étant séparés par une certaine hauteur appelée hauteur de chute. L'objectif du contrôle-commande optimal consiste alors à déterminer la vitesse de rotation optimale qui permet de minimiser les pertes énergétiques lors du passage de l'eau dans le système de pompage.

Dans le cadre d'un développement d'une microcentrale hydraulique, L. Belhadji s'est intéressé à la problématique du contrôle-commande au cours de ses travaux de thèse de doctorat [84](fig. 3.14a). Compte tenu de la hauteur de chute d'eau supposée très grande devant la hauteur d'eau maximale capable de fournir la pompe, cette variable peut être négligée. Le modèle général de la pompe (éq. (3.4)) se simplifie à une seule variable dépendante de Ω et de Q_v :



FIGURE 3.13: Schéma-bloc de la pompe simplifié au cas de la STEP

Finalement, le rendement du système ne dépend également que de Ω et de Q_v . En fonction d'un certain débit transitant dans la pompe, il n'existe qu'un unique point d'efficacité maximale et par conséquent la vitesse optimale est facilement identifiable. Le problème devient analogue au cas de l'éolien ou du solaire où un algorithme de type MPPT permet la poursuite du point de meilleure efficacité en fonction du débit entrant (fig. 3.14b).

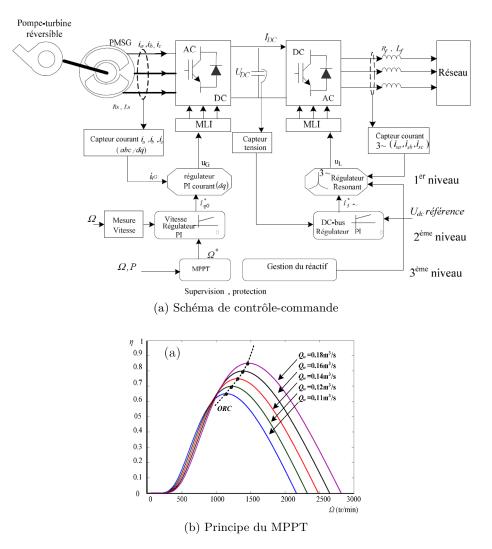
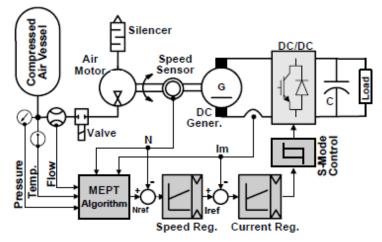


FIGURE 3.14: Contrôle optimal d'un système de pompage appliqué à une STEP [84]

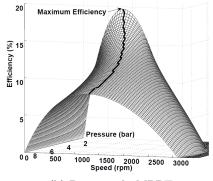
b) Cas du micro-CAES

Dans les années 2000s, des travaux de recherche sur un système micro-CAES ont été élaborés à l'EPFL en Suisse [42]. Contrairement à REMORA, ce système CAES possède une faible capacité énergétique destinée aux applications de stockage embarqué. Il s'agit d'un système I-CAES à accumulateur fermé (voir fig. 1.19a) où c'est la chambre de compression qui officie directement en tant que réservoir. Dans ce cas, plus l'air est comprimé dans la chambre de compression, plus l'énergie emmagasinée par l'air comprimé est élevée. Un système de pompage permet d'actionner ce mécanisme de compression (fig. 3.15a).

Contrairement à la STEP, pour la compression d'air, la variable hydraulique contrôlée n'est pas le débit, mais la hauteur d'eau. En effet, la pression de l'air dans l'accumulateur est proportionnelle à H_{eau} (éq. (3.14)) donc contrôler H_{eau} revient à maîtriser la pression de l'air durant sa compression. Dans l'algorithme de contrôle optimal, la pression est une donnée d'entrée du système et le rendement de la pompe peut s'exprimer en fonction de la pression de l'air et du débit. Dans ce cas, à partir de l'acquisition de la pression, il existe une vitesse de rotation optimale qui maximise le rendement du système de compression (fig. 3.15b). Notons que dans ce système, le débit d'eau n'est pas négligé, mais n'est pas non plus directement contrôlé; il est la conséquence de l'ajustement du point de fonctionnement hydraulique en fonction de la pression mesurée (voir fig. 3.4).



(a) Schéma de contrôle-commande



(b) Principe du MPPT

FIGURE 3.15: Contrôle optimal d'un système de pompage appliqué à un système micro-CAES [42]

3.4.1.2 Application des méthodes au module

Bien que le fonctionnement du système REMORA soit similaire aux systèmes présentés cidessus, la différence majeure dans le contrôle-commande réside dans le niveau de maîtrise de l'ensemble des variables du système. Il est tout d'abord évident que le premier algorithme n'est pas adapté. En effet, dans le cas de la compression d'air, c'est la variation de hauteur qui permet l'élévation de pression. Ainsi, il sera primordial pour REMORA de tenir compte de la pression dans la chambre de compression.

La seconde méthode présentée prend bien en compte la donnée de pression, mais n'intègre pas le contrôle du débit. Pour REMORA le fonctionnement en trois temps du piston liquide nécessite de garantir un travail simultané des sous-systèmes de pompage et donc de contrôler une variable temporelle. Or, le débit, qui s'exprime en $[m^3.s^{-1}]$, est la seule variable qui intègre la notion de temps. Le contrôle du module REMORA ne peut donc être simplifié, il nécessite la maîtrise de la pression pour la compression et du débit pour la temps d'action.

En revanche, les deux systèmes précédents peuvent être qualifiés d'indéterminés. En effet, ils présentent chacun une variable (débit ou pression) dont le comportement dépend de paramètres extérieurs non déterminés à l'avance. Les algorithmes de tracking permettent par conséquent un ajustement rapide des lois de commande. Dans le cas de REMORA, nous avons précédemment mis en évidence la nécessité de contrôler l'ensemble des variables du système, entraînant un problème multi variable et non linéaire complexe à contrôler (éqs. (3.25) et (3.26)). Toutefois, ce système est dit déterministe car la durée de la compression et l'élévation de la pression sont des données connues à l'avance.

Finalement, bien que le problème reste complexe, l'établissement des lois de commande d'un module de REMORA ne nécessite pas la mise en œuvre d'algorithmes de tracking en temps réel, mais elles peuvent être déterminées à l'avance de telle sorte à maîtriser l'évolution de la pression au cours de la compression. Pour résumer, le problème de contrôle des deux sous-systèmes de pompage BP et HP s'écrit :

$$(\Omega_{BP}(t), Q_{v_{BP}}(t)) \mapsto \begin{cases} \max \eta_{p_{BP}}(t) \\ P_i(T_{cycle}) = P_{BP} \end{cases}$$
(3.25)

$$(\Omega_{HP}(t), Q_{v_{HP}}(t)) \mapsto \begin{cases} \max \eta_{p_{HP}}(t) \\ P_j(T_{cycle}) = P_{HP} \end{cases}$$
(3.26)

Pour chacun des sous-systèmes, le contrôle simultané de la vitesse et du débit devra assurer à la fois la minimisation des pertes de la pompe au cours de la compression sous la contrainte de trajectoires, soit que le niveau de pression finale soit atteint à la fin de la période T_{cycle} pour permettre le bon enchaînement simultané de la compression de l'air (fig. 3.16).

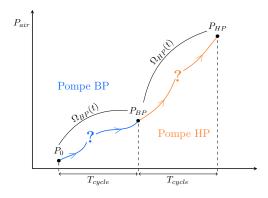


FIGURE 3.16: Objectif du contrôle-commande d'un module REMORA

Calcul des lois de vitesse optimales 3.4.1.3

L'objectif étant la pressurisation de l'air tout en minimisant les pertes du système de pompage, la stratégie de contrôle adoptée consiste à contraindre la plage de fonctionnement des pompes BP et HP le long de leurs points BEP respectifs. L'intérêt est double : maximiser l'efficacité énergétique au cours de la compression et, comme vue dans la partie 3.2, contraindre le fonctionnement de la pompe à la courbe d'iso rendement BEP simplifie la régulation de vitesse. Ainsi, dans le calcul des lois de vitesse de référence, le fonctionnement des sous-systèmes de pompage est volontairement limité aux points de meilleure efficacité.

Calculons tout d'abord les lois de commande de la pompe BP. À chaque instant de la compression, la pression de la i-ème chambre de compression $(P_i(t))$ est reliée à la hauteur d'eau de la pompe BP sur la courbe BEP $(H_{eauBEP_{BP}}(t))$ tel que :

$$P_i(t) = \rho g H_{eauBEP_{BP}}(t) + P_{atm} \tag{3.27}$$

Le débit permis par la pompe BP $(Q_{vBEP_{BP}}(t))$ entraı̂ne une réduction du volume de l'air emmagasiné dans la chambre de compression soit :

$$V_{air_i}(t) = V_0 - \int_0^{T_{cycle}} Q_{vBEP_{BP}}(t)$$
 (3.28)

En combinant les équations (3.27) et (3.28) dans l'équation (3.20) et en appliquant les lois de similitudes contraintes au BEP (éqs. (3.15) et (3.16)), l'évolution de la pression de l'air qu'assure l'étage BP tout en minimisant les pertes se définit selon l'équation suivante non linéaire dépendante de la vitesse $\Omega_{BP}(t)$:

$$\left(\rho g k_{H_{eauBEP_{BP}}} \Omega_{BP}^2(t) + P_{atm}\right) \left(V_0 - \int_0^{T_{cycle}} k_{Q_{vBEP_{BP}}} \Omega_{BP}(t) dt\right) = P_0 V_0 \tag{3.29}$$

Le même raisonnement s'applique à l'étage HP où la vitesse $\Omega_{HP}(t)$ permet la seconde partie de la compression dans la j-ème chambre avec un fonctionnement de la pompe HP contraint à son BEP. L'équation de $\Omega_{HP}(t)$ s'écrit :

$$\left(\rho g k_{H_{eauBEP_{HP}}} \Omega_{HP}^2(t) + P_{atm}\right) \left(V_0 - \int_0^{T_{cycle}} k_{Q_{vBEP_{HP}}} \Omega_{HP}(t) dt\right) = P_{BP} V_{air_{BP}}$$
(3.30)

Finalement, l'association des caractéristiques statiques des pompes et des contraintes dynamiques de compression permet le calcul des lois de commande optimales. Les valeurs de pressions finales à atteindre en fin de cycle (éqs. (3.25) et (3.26)) contraignent la résolution de ces équations. Les lois de similitude associées à l'équation de Bernoulli permettent d'écrire les relations suivantes:

$$\Omega_{BP}(T_{cycle}) = \sqrt{\frac{P_{BP} - P_{atm}}{\rho g k_{H_{eauBEP_{BP}}}}}$$
(3.31)

$$\Omega_{BP}(T_{cycle}) = \sqrt{\frac{P_{BP} - P_{atm}}{\rho g k_{H_{eauBEP_{BP}}}}}$$

$$\Omega_{HP}(T_{cycle}) = \sqrt{\frac{P_{HP} - P_{atm}}{\rho g k_{H_{eauBEP_{HP}}}}}$$
(3.31)

En considérant les équations (3.29) à (3.32), c'est le volume total des chambres, V_0 , qui devra être ajuster afin de répondre aux contraintes de pression finale. La figure 3.17 résume le calcul des vitesses optimales de référence $\Omega_{BP}(t)$ et $\Omega_{HP}(t)$.

$$\begin{aligned} \textbf{Calcul des lois de commande au BEP} \\ \textbf{Résoudre}: & \begin{cases} \left(\rho g k_{H_{eauBEP_{BP}}} \Omega_{BP}^2(t) + P_{atm} \right) \left(V_0 - \int_0^{T_{cycle}} k_{Q_{vBEP_{BP}}} \Omega_{BP}(t) dt \right) = P_0 V_0 \\ \left(\rho g k_{H_{eauBEP_{HP}}} \Omega_{HP}^2(t) + P_{atm} \right) \left(V_0 - \int_0^{T_{cycle}} k_{Q_{vBEP_{HP}}} \Omega_{HP}(t) dt \right) = P_{BP} V_{air_{BP}} \\ en considérant & V_0 \text{ tel que} \end{cases} & \begin{cases} \Omega_{BP}(T_{cycle}) & = \sqrt{\frac{P_{BP} - P_{atm}}{\rho g k_{H_{eauBEP_{HP}}}}} \\ \Omega_{HP}(T_{cycle}) & = \sqrt{\frac{P_{HP} - P_{atm}}{\rho g k_{H_{eauBEP_{HP}}}}} \end{cases} \end{aligned}$$

FIGURE 3.17: Synthèse de la détermination des lois $\Omega_{BP}(t)$ et $\Omega_{HP}(t)$ contraintes aux courbes BEP respectives

Un calcul numérique permet de résoudre les équations résumées ci-dessus. Avec les paramètres donnés dans les tableaux A.2.2 et 3.3 ainsi que le volume $V_0 = 700 \,\mathrm{m}^3$, la résolution des équations au BEP permet d'établir les lois de vitesses qui assurent la compression de l'air aux points BEP (fig. 3.18). Le profil de vitesse HP intègre un palier à vitesse constante en fin de cycle d'une durée de 30 s et correspond à la chasse de l'air comprimé vers le réservoir. Autrement dit, lorsque l'air atteint la pression de stockage, il est prêt à être expulsé vers le réservoir. Pour cela, à l'ouverture de la vanne entre la chambre et le réservoir, il y a un équilibre de pression entre les deux entités donc la pression reste constante. Par conséquent, la vitesse maintient ce même point de fonctionnement BEP durant toute la phase d'expulsion du gaz vers le réservoir.

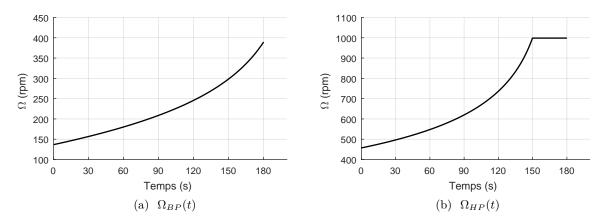
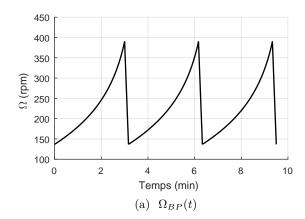


FIGURE 3.18: Lois de vitesse de consignes permettant la compression au BEP avec $V_0 = 700 \text{ m}^3$

À chaque fin de cycle de durée T_{cycle} , les pompes commutent d'une chambre de compression à une autre et reproduisent le même profil de vitesse successivement (tab. 3.1). Ainsi, en considérant les modèles de vannes établis précédemment (fig. 3.12), le profil de vitesse de chaque sous-système de pompage au cours de plusieurs cycles est donné sur la figure 3.19. L'association du cahier des charges établi par le système de piston liquide ainsi que la contrainte de fonctionnement des pompes au BEP soumet les deux arbres de rotation à un fonctionnement cyclique et grandement transitoire. En effet, celles-ci admettent des variations de vitesse de grande amplitude : de 137 tr.min⁻¹ à 390 tr.min⁻¹ pour l'étage BP et entre 547 tr.min⁻¹ et 998 tr.min⁻¹ sur l'étage HP.



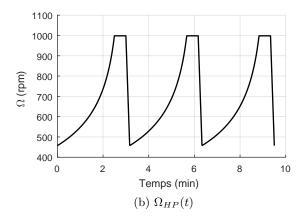


FIGURE 3.19: Vitesses de référence sur plusieurs cycles de fonctionnement avec $V_0 = 700 \text{ m}^3$

3.4.2 Analyse du fonctionnement cyclique au BEP du point de vue la compression de l'air

La figure 3.20 analyse la compression dans les trois chambres de compression dans le cas où les vitesses Ω_{BP} et Ω_{HP} sont supposées appliquées aux sous-systèmes BP et HP sur quelques cycles de fonctionnement.

On observe l'opération successive de ces sous-systèmes dans les trois chambres de compression pour permettre l'élévation de pression. Au niveau de chacune des chambres de compression, les lois de vitesse permettent bien à la pression BP d'atteindre sa valeur finale, correspondante à la valeur initiale de l'étage HP. À la fin de chaque compression HP, la chasse de l'air à pression constante permet de libérer progressivement l'énergie pneumatique convertie vers le réservoir d'air comprimé. En effet, l'étagement de la compression permet alors à l'énergie stockée d'augmenter par pas discret de 190 s d'une valeur de 56.8 kWh, calculée à partir de l'équation (3.24) et des données du tableau 3.3 pour le volume V_0 pour lequel les lois de vitesse au BEP sont établies ci-dessus et égal à 700 m³.

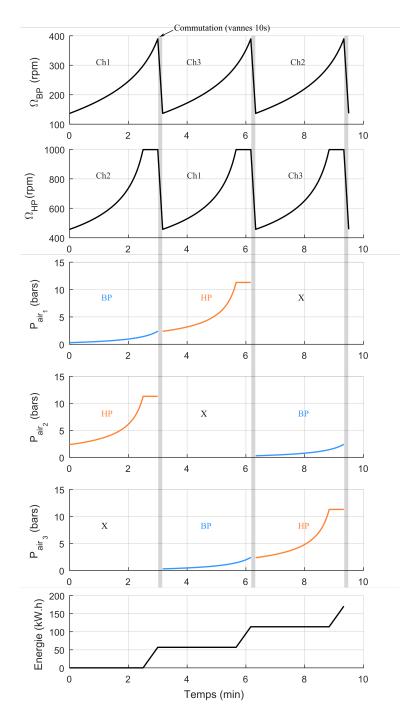


FIGURE 3.20: Analyse de la compression de l'air au BEP sur 3 cycles de fonctionnement

3.4.3 Analyse des résultats en mode de fonctionnement réversible : Extension au dimensionnement d'une station REMORA de 90 MWh

3.4.3.1 Échange de puissance globale d'un module de conversion

Pour finir l'étude, les figures suivantes présentent les caractéristiques mécaniques pour 10 cycles consécutifs en mode pompage puis en mode turbinage. Sous les hypothèses faites précédemment, le fonctionnement en mode turbine est strictement identique au mode pompe. Or, dans ce cas, la vitesse de rotation est dans le sens opposé (voir fig. 3.6). Le fonctionnement de la détente de l'air est l'exact opposé de la compression donc la décélération de la vitesse au cours

de cycles consécutifs de 180 s interceptés par des phases de transition inactives de 10 s permet la détente de l'air selon le même procédé successif.

La figure 3.21a illustre les profils de vitesse, Ω_{BP} et Ω_{HP} , au cours d'une phase de stockage puis de production. On observe effectivement que les vitesses en mode production sont inverses et opposées au profil de vitesse en mode stockage. La figure suivante, figure 3.21b, montre la segmentation du flux de puissance transitant dans un module entre les deux sous-systèmes de pompage. Notons ici qu'il s'agit de la puissance hydraulique, ainsi les effets du rendement des pompes n'apparaissent pas sur la courbe. En mode production d'énergie, la vitesse et le couple sont caractérisés par des valeurs positives donc la puissance est positive. En mode production, la pompe qui fonctionne en turbine tend à imposer une vitesse dans le sens opposé afin de convoyer de l'eau dans le sens opposé. La machine électrique agit alors en tant que génératrice et développe un couple de freinage dans le sens inverse soit positif, afin de contrôler la décélération de la vitesse le long des courbes BEP. Ainsi, le produit du couple et de la vitesse en mode production est négatif, c'est-à-dire que la puissance mécanique dans un module est négative.

Finalement, la figure 3.21c montre l'évolution de l'énergie stockée puis restituée au cours du fonctionnement réversible. Les effets du rendement dans les deux sens de fonctionnement ne sont pas pris en compte, ainsi l'énergie stockée est strictement égale à l'énergie produite dans cette figure. Comme vu précédemment, l'énergie stockée augmente en fin de chaque cycle de l'étage HP d'une certaine quantité d'énergie, par pas discret de 190 s. Les équipements et le fonctionnement du module étant supposés parfaitement réversibles, la même quantité d'énergie pneumatique stockée est libérée en début de cycle pour permettre la détente de l'air que la quantité stockée et acheminée dans les réservoirs en fin de compression.

3.4.3.2 Dimensionnement de la station de stockage REMORA avec 10 modules pour une capacité totale de 90 MWh

En considérant la plateforme vue dans le chapitre précédent avec ses caractéristiques techniques (tab. 3.3), chacun des 10 modules composants la plateforme est identique et suit le fonctionnement cyclique au BEP établi dans ce chapitre. Ainsi, nous proposons finalement de dimensionner le réservoir qui assure une capacité de stockage de 90 MWh en intégrant le fonctionnement cyclique du module vu précédemment. Cela permet de déterminer le fonctionnement global de la plateforme pour des charges ou décharges complètes de la station uniquement.

À partir de l'équation (3.24) définissant l'énergie pneumatique produite en fin de cycle HP par module et en considérant un fonctionnement simultané des modules, l'énergie totale produite à chaque fin de cycle par la plateforme totale est 10 fois plus grande soit :

$$E_{cycle_{tot}} = 10 \ E_{cycle} \tag{3.33}$$

La capacité totale du réservoir d'air comprimé s'écrit :

$$E_{tank} = P_{stockage} V_{tank} \ln \frac{P_{stockage}}{P_0}$$
(3.34)

avec V_{tank} le volume total du réservoir et $P_{stockage}$ la pression de stockage de l'air dans le réservoir.

Finalement, le nombre de cycles total, N_{cycles} , que doit effectuer chacun des modules de la plateforme pour permettre une charge ou une décharge complète de la plateforme se calcule par l'équation suivante :

$$N_{cycles} = \frac{E_{tank}}{E_{cycle_{tot}}} \tag{3.35}$$

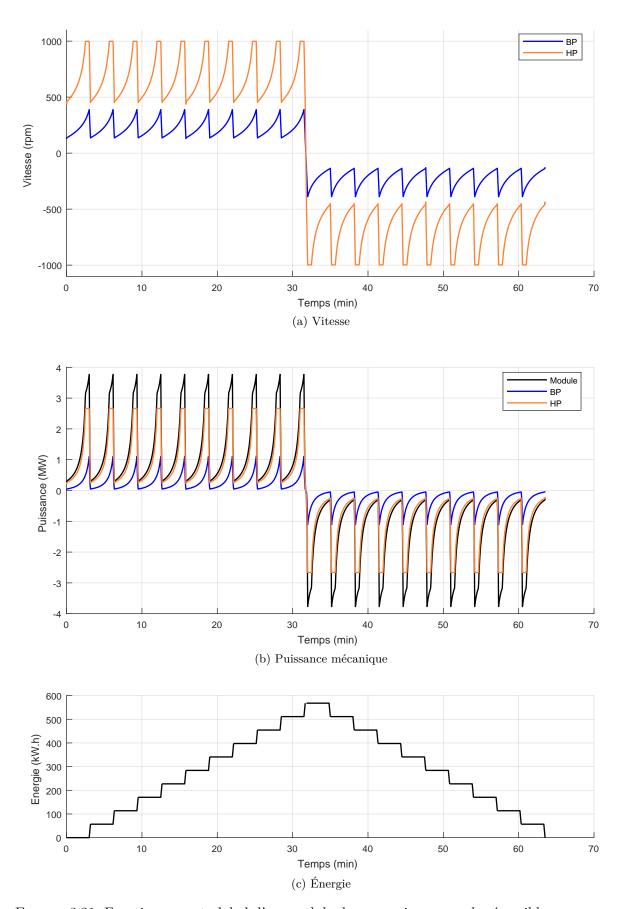


FIGURE 3.21: Fonctionnement global d'un module de conversion en mode réversible

Application numérique:

Avec $P_0 = 1.3$ bars, $V_0 = 700 \text{ m}^3$, $P_{HP} = 12.3$ bars, $P_{stockage} = P_{HP}$ et $E_{tank} = 90 \text{ MWh}$,

$$N_{cycles} = \frac{90 \ 3.6.10^9}{10 \ 1.3.10^5 \ 700 \ \ln(12.3/1.3)}$$
(3.36)

soit:

$$N_{cycles} = 167$$

Il faut finalement 167 cycles de fonctionnement consécutifs en mode pompage pour permettre de passer d'un état de charge de 0 % à 100 % et respectivement 167 cycles consécutifs en mode turbinage pour passer de 100 % à 0 % de charge du stockage. Pour assurer une capacité de stockage de 90 MWh, le réservoir devra posséder un volume (V_{tank}) de 1.17.10⁵ m³.

Notons toutefois qu'il s'agit d'un calcul théorique basé sur les puissances hydrauliques. Ainsi, le nombre réel de cycles pour remplir ou vider le réservoir devra être incrémenté ou décrémenté selon le rendement de la chaîne de conversion.

Conclusion du chapitre

La maximisation des performances de tout système de conversion énergétique requiert la maîtrise et la connaissance du comportement du système lui-même. Dans cette optique, les études réalisées dans ce chapitre avaient pour objectif d'étudier et de caractériser le comportement de la charge mécanique, c'est-à-dire le système de la transmission mécanique jusqu'à l'air comprimé.

La modélisation mathématique du système de pompage met en évidence un système non linéaire et multi variable. Or, l'étude comportementale en régime statique et dynamique du système montre qu'il est possible de maîtriser sa trajectoire si son fonctionnement est contraint le long d'une ligne d'iso rendement. Par conséquent, et de par le caractère déterministe du fonctionnement de la compression, la mise en œuvre d'une stratégie de commande est proposée dans laquelle le fonctionnement de la pompe est contraint le long de la ligne de rendement maximum, appelé courbe de BEP. Dans ce cas, cela assure une évolution de la pression de l'air avec la meilleure efficacité possible. Le développement mathématique aboutissant aux lois de commande mène à des profils de vitesse optimale grandement variables et transitoires. De plus, le fonctionnement successif de la compression conduit finalement à une répétition cyclique de ces profils de vitesse.

Dans une chaîne de conversion dite "à flux tendu" comme c'est le cas dans la conversion électropneumatique proposée, le fonctionnement d'un élément de conversion influe directement sur le fonctionnement d'un autre élément de la chaîne. Ainsi, bien que l'optimum énergétique du système de pompage est établi pour un profil de vitesse au niveau de la transmission mécanique très variable, ces caractéristiques mécaniques sont directement imposées aux sous-systèmes électriques qui devront assurer la variation de vitesse souhaitée. Cette variation cyclique et transitoire de la puissance mécanique peut néanmoins nuire au fonctionnement énergétique optimale des sous-systèmes électriques.

Chapitre 4

Optimisation du dimensionnement des sous-systèmes BP et HP constituant un module de conversion

Sommaire				
4.1	Mod	lélisation	n analytique de la MSAP	76
	4.1.1	Définition	on de la géométrie	76
	4.1.2	Modélisa	ation magnétique	77
	4.1.3	Pertes d	ans la MSAP	78
		4.1.3.1	Pertes Joule	78
		4.1.3.2	Pertes fer	79
	4.1.4	Modèle	électrique de la MSAP dans le repère de Park	80
	4.1.5	Pertes d	ans le convertisseur	81
		4.1.5.1	Pertes par conduction	81
		4.1.5.2	Pertes par commutation	82
4.2	Intr	oduction	à l'optimisation sur cycle : dimensionnement d'une	
	MSA	AP sans	tenir compte du convertisseur	82
	4.2.1	Générali	ités	82
		4.2.1.1	Bref état de l'art sur le dimensionnement sur cycle	82
		4.2.1.2	Travaux réalisés au laboratoire IREENA	83
	4.2.2	Présenta	ation de la méthode par l'analyse formelle des pertes électriques	83
		4.2.2.1	Détermination de l'expression analytique de $< P_{MSAP} > \dots$	84
		4.2.2.2	Minimisation bi-objectifs	85
	4.2.3	Exemple	e d'un résultat appliqué à la machine BP	86
4.3			du convertisseur dans l'optimisation du dimensionne-	
	men		MSAP	88
	4.3.1	Étude d	e l'influence du convertisseur sur l'optimisation de la MSAP seule	88
		4.3.1.1	Bilan énergétique	88
		4.3.1.2	Influence de l'entrefer total	90
		4.3.1.3	Étude du défluxage avec prise en compte des pertes convertisseur	92
		4.3.1.4	Conclusion de l'étude menée sur l'entrefer	92
	4.3.2	Méthodo	ologie d'optimisation avec prise en compte des pertes convertisseur	93
		4.3.2.1	Introduction : Analyse de la possibilité d'intégration du CVS	
			dans la méthode formelle	93
		4.3.2.2	Étude de la réduction du nombre de points sur le cycle	94
		4.3.2.3	Détermination du cycle de fonctionnement minimal	96

CHAPITRE 4. OPTIMISATION DU DIMENSIONNEMENT DES SOUS-SYSTÈMES BP ET HP CONSTITUANT UN MODULE DE CONVERSION

4.4 Rés	ultats
4.4.1	Comparaison des machines avec et sans prise en compte du convertisseur 100
4.4.2	Validation rapide du modèle de l'optimisation pour $N_{opt}=8$ 102
4.4.3	Application au module de conversion de REMORA : Synthèse des dimensionnements des sous-systèmes BP et HP
4.4.4	Validation thermique sur une charge / décharge complète d'un module de REMORA

Introduction

Dans le chapitre précédent, une optimisation au BEP des lois de contrôle en vitesse est établie. La maximisation des performances énergétiques du mécanisme de piston liquide entraîne les sous-systèmes de pompage BP et HP à un fonctionnement mécanique cyclique et fortement transitoire. La vitesse et la puissance sur chaque étage oscillent entre 10 % et 100 % du point de fonctionnement maximal sur un cycle répétitif dans le temps.

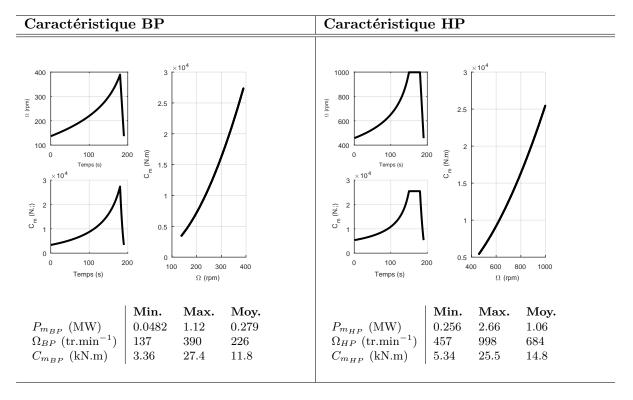
Or, comme le rappellent A. Kalaiselvan *et al.* dans [61], l'efficacité d'un système de pompage est assurée par un contrôle adéquat, mais également par le choix et la définition des composants de conversion de puissance.

Nous nous intéressons alors dans ce chapitre au dimensionnement des sous-systèmes {convertisseur de puissance - machine électrique} BP et HP qui assureront la conversion électromécanique en répondant au cahier des charges rappelé dans le tableau 4.1. Concernant le choix des équipements, on considérera la topologie classique suivante constituée d'un convertisseur 2 niveaux à IGBTs et d'une Machine Synchrone à Aimants Permanents (MSAP).

Au vu des données, un dimensionnement classique de type "industriel" des systèmes électromécaniques établi sur un point de fonctionnement nominal ne paraît pas pertinent pour cette application. Nous étudierons donc la possibilité d'aller vers un dimensionnement optimal prenant en compte la caractéristique de fonctionnement complète dans le processus de conception.

À partir de la modélisation analytique du système, une introduction au dimensionnement sur cycle d'une MSAP seule est réalisée à partir d'une méthodologie de conception développée à l'IREENA. Le recours à la vitesse variable entraîne des pertes électriques dans le convertisseur. Ainsi, nous étudierons dans un second temps son influence sur le dimensionnement de la MSAP. Nous proposons finalement une méthode de conception qui prend à la fois en compte l'ensemble {convertisseur - machine} et le profil cyclique tout en limitant les temps de calcul du dimensionnement.

Table 4.1: Rappel des caractéristiques de fonctionnement mécanique BP et HP



Pour éviter les redondances, l'ensemble des études et analyses réalisées au cours de ce chapitre seront appuyées de résultats sur une des machines uniquement, le sous-système BP choisi arbitrairement. Les résultats seront analogues pour le sous-système HP. La dernière partie sera consacrée à l'application au module de conversion complet de REMORA et résumera les dimensionnements obtenus pour les deux sous-systèmes, BP et HP.

4.1 Modélisation analytique de la MSAP

Pour la formulation analytique du modèle de la MSAP, nous admettrons les hypothèses suivantes :

- le calcul est limité au premier harmonique;
- la perméabilité du fer est supposée infinie;
- les inductions maximales des différentes parties magnétiques de la machine sont restreintes dans le domaine de fonctionnement linéaire;
- les effets d'encoches sont négligés (entrefer mécanique constant);
- les pôles de la MSAP sont lisses.

L'ensemble des équations du modèle mathématique d'une MSAP développé par la suite est issu de [85].

4.1.1 Définition de la géométrie

Une Machine Synchrone à Aimants Permanents (MSAP) montés en surface composée de 3 phases et de 2 encoches par pôle et par phase à pas diamétral est considérée pour la modélisation. Une représentation de la géométrie d'un des pôles de la machine est donnée sur la figure 4.1. Elle est définie selon les paramètres géométriques suivants :

- R, le rayon statorique extérieur;
- L, la longueur active;
- R_s , le rayon statorique intérieur;
- R_w , le rayon de fond d'encoche;
- p, le nombre de paires de pôles;
- e, l'entrefer mécanique;
- e_{mq} , la hauteur d'aimant.

Le volume de la machine, noté Vol, s'écrit :

$$Vol = \pi R^2 L \tag{4.1}$$

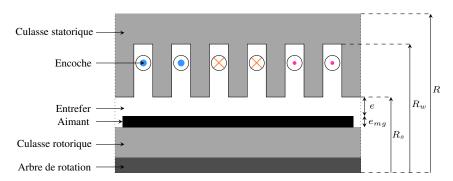


FIGURE 4.1: Représentation d'un pôle d'une MSAP triphasée avec 2 encoches/pôle/phase à pas diamétral – Définition des paramètres géométriques

4.1.2 Modélisation magnétique

a) Induction magnétique d'entrefer à vide

Appliquée à l'aimant permanent, la loi d'Ampère permet d'obtenir l'induction maximale d'entrefer \hat{B}_e en fonction des paramètres e et e_{mq} telle que :

$$\hat{B}_e = \frac{B_r}{1 + \frac{\mu_{ra}e}{e_{mq}}} \tag{4.2}$$

où B_r est l'induction rémanente de l'aimant $(B_r=1.2~\mathrm{T})$ et μ_{r_a} la permittivité relative de l'aimant ($\mu_{r_a} \approx 1.04$).

La distribution de flux dans l'entrefer est rectangulaire donc le fondamental de l'induction créée par les aimants, B_f , est sinusoïdal, figure 4.2. En considérant un arc polaire de 180 $^{\circ}$, sa valeur maximale, notée \hat{B}_f , est donnée par la relation suivante :

$$\hat{B}_f = \frac{4}{\pi} \hat{B}_e$$

$$= \frac{4}{\pi} \frac{B_r}{1 + \frac{\mu_{r_a} e}{e_{max}}}$$
(4.3)

$$= \frac{4}{\pi} \frac{B_r}{1 + \frac{\mu_{r_a} e}{e_{m_q}}} \tag{4.4}$$

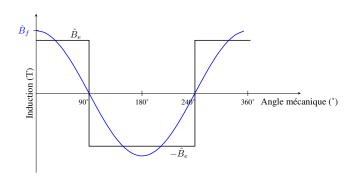


FIGURE 4.2: Distribution du flux dans l'entrefer pour un arc polaire de 180° et 1 paire de pôles

b) Induction magnétique d'induit

Parcouru par un courant dont la valeur efficace est notée I, le bobinage triphasé génère dans l'entrefer une induction magnétique. L'expression de la réaction magnétique d'induit s'écrit en fonction des paramètres géométriques définis précédemment, du coefficient de bobinage k_w et de la force magnétomotrice ${\cal F}_m$ telle que :

$$\hat{B}_s = \frac{6}{\pi} \frac{\mu_0}{e + e_{mg}} k_w \sqrt{2} F_m \tag{4.5}$$

avec:

$$F_m = n_c I (4.6)$$

L'inductance cyclique d'entrefer, notée \mathcal{L}_s , s'écrit :

$$\mathcal{L}_s = \frac{6}{\pi} \frac{\mu_0}{e + e_{ma}} k_w R_s L(2n_c)^2 \tag{4.7}$$

c) Induction résultante

En considérant l'angle d'auto-pilotage Ψ formé entre la force magnétomotrice et la force électromotrice orientée sur l'axe q tel que $\Psi>0$, l'induction d'entrefer résultante, $\hat{B}_r^{'}$, est la somme vectorielle de l'induction dans l'entrefer à vide, \hat{B}_f , et de la réaction d'induit, \hat{B}_s (fig. 4.3) :

 $\overrightarrow{\hat{B}_r} = \overrightarrow{\hat{B}_f} + \overrightarrow{\hat{B}_s} \tag{4.8}$

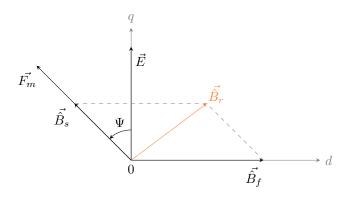


FIGURE 4.3: Champ résultant dans l'entrefer

Finalement, par projection des vecteurs sur les axes d et q, \hat{B}_r s'écrit :

$$\hat{B}_r = \sqrt{\hat{B}_f^2 + \hat{B}_s^2 - 2\hat{B}_f \hat{B}_s \sin \Psi}$$
 (4.9)

d) Force et couple électromagnétique

Avec l'induction d'entrefer d'amplitude \hat{B}_f , la valeur efficace du flux totalisé par phase s'écrit :

$$\Phi_0 = \frac{4}{\sqrt{2}} n_c R_s L \hat{B}_f; \tag{4.10}$$

La valeur efficace de la force électromotrice, E, est :

$$E = \Phi_0 p\Omega \tag{4.11}$$

soit:

$$E = \frac{4}{\sqrt{2}} p n_c R s L \hat{B}_f \Omega \tag{4.12}$$

Le couple électromagnétique, noté C_m , a pour expression :

$$C_m = 3p\Phi_0 I \cos \Psi \tag{4.13}$$

Avec les équations (4.6) et (4.10), l'expression du couple peut s'écrire en fonction des paramètres géométriques comme suit :

$$C_m = \frac{12}{\sqrt{2}} k_w p R_s L \hat{B}_f F_m \cos \Psi \tag{4.14}$$

4.1.3 Pertes dans la MSAP

4.1.3.1 Pertes Joule

Les pertes par effet Joule, ou pertes cuivre, s'expriment en fonction de la résistance statorique par phase \mathcal{R}_s et de la valeur efficace du courant I qui la traverse. Son expression est la suivante :

$$P_J = 3\mathcal{R}_s I^2 \tag{4.15}$$

 \mathcal{R}_s est le produit de la résistance élémentaire d'un conducteur \mathcal{R}_c et du nombre total de conducteurs par phase qui vaut $4pn_c$ soit :

$$\mathcal{R}_s = 4pn_c \mathcal{R}_c \tag{4.16}$$

En considérant S_c la surface d'un conducteur, \mathcal{R}_c s'écrit :

$$\mathcal{R}_c = \frac{\rho_{cu} k_L L}{S_c} \tag{4.17}$$

où ρ_{cu} est la résistivité du cuivre et k_L un facteur de correction s'appliquant à L.

La surface d'un conducteur S_c s'exprime comme le rapport entre la surface totale de la couronne dentaire S_{cour} , équation (4.18), et le nombre total d'encoches dans le stator soit $12pn_c$. On ajoute à ce rapport le coefficient k_f qui rend compte du taux de remplissage global des encoches par rapport au stator. Usuellement, $k_f = k_{f_0}(1-k_t)$ où k_{f_0} est le taux de remplissage d'une encoche et k_t le pourcentage d'ouverture de l'encoche [86] (éq. (4.19)).

$$S_{cour} = \pi (R_w^2 - R_s^2) (4.18)$$

$$S_c = k_f \frac{S_{cour}}{12pn_c} \tag{4.19}$$

Finalement, en injectant les équations (4.16) à (4.19) dans (4.15) et en considérant l'expression de la force magnétomotrice définie en (4.6), les pertes Joules peuvent s'exprimer en fonction de F_m telles que :

$$P_J = 144p^2 \frac{\rho_{cu} k_L L}{k_f \pi (R_w^2 - R_s^2)} F_m^2 \tag{4.20}$$

avec:

$$\mathcal{R}_s = 48p^2 n_c^2 \frac{\rho_{cu} k_L L}{k_f \pi (R_w^2 - R_s^2)}$$
(4.21)

4.1.3.2 Pertes fer

Le calcul des pertes fer, P_{mg} , est basé sur le principe de séparation des pertes par hystérésis et des pertes par courant de Foucault. Ces deux quantités sont évaluées dans les différentes parties magnétiques du circuit statorique, soit dans les dents et dans la culasse statorique. On considérera que les pertes fer sont négligées dans le rotor.

Les pertes par hystérésis P_{hy} et les pertes par courants de Foucault P_f s'expriment respectivement en fonction de la vitesse de rotation Ω et des valeurs d'inductions maximales et volumes dans les dents (\hat{B}_d, V_d) et dans la culasse (\hat{B}_c, V_c) . Les coefficients k_{hy} et k_{ec} sont déduits des courbes constructeur de la tôle statorique.

$$P_{hy} = k_{hy} p\Omega(\hat{B}_d^2 V_d + \hat{B}_c^2 V_c) \tag{4.22}$$

$$P_f = k_{ec} p^2 \Omega^2 (\hat{B}_d^2 V_d + \hat{B}_c^2 V_c)$$
(4.23)

$$P_{mg} = P_{hy} + P_f \tag{4.24}$$

 \hat{B}_c et \hat{B}_d s'obtiennent à partir de la loi de la conservation du flux sur la surface du circuit magnétique (éqs. (4.25) et (4.26)). Les volumes des parties respectives sont donnés dans les équations (4.27) et (4.28).

$$\hat{B}_c = \frac{1}{p} \frac{R_s}{R - R_w} \hat{B}_r \tag{4.25}$$

$$\hat{B}_d = \frac{1}{k_t} \hat{B}_r \tag{4.26}$$

$$V_c = \pi (R^2 - R_w^2) L \tag{4.27}$$

$$V_d = \pi k_d (R_w^2 - R_s^2) L (4.28)$$

Avec ces expressions, les pertes fer s'écrivent également en fonction de la géométrie selon l'équation suivante :

$$P_{mg} = \pi L \left(\frac{(R^2 - R_w^2)R_s^2}{(R_- R_w)^2 p^2} + \frac{1}{k_t} (R_w^2 - R_s^2) \right) (k_{hy} p\Omega + k_{ec} p^2 \Omega^2) \hat{B}_r^2$$
(4.29)

4.1.4 Modèle électrique de la MSAP dans le repère de Park

En convention récepteur, le circuit électrique équivalent de la machine synchrone à pôles lisses est donné sur la figure 4.4. Dans ce cas, l'équation du circuit est :

$$\overrightarrow{V} = \overrightarrow{E} + (\mathcal{R}_s + j\mathcal{L}_s\omega_e)\overrightarrow{I}$$
(4.30)

En considérant la matrice de transformation de Concordia qui conserve les puissances données par l'équation (4.33) avec $\omega_e = p\Omega$, les composantes du courant sur les axes d et q s'écrivent :

$$\begin{cases}
I_d = \sqrt{3}I\sin\Psi \\
I_q = \sqrt{3}I\cos\Psi
\end{cases}$$
(4.31)

où:

$$I = \frac{\sqrt{I_d^2 + I_q^2}}{\sqrt{3}} \tag{4.32}$$

$$X_{abc \to dq} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{pmatrix} \cos(\omega_e t) & \cos(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\omega_e t) & -\sin(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) \end{pmatrix}$$
(4.33)

D'après la représentation vectorielle de la machine dans le plan (d,q) (fig. 4.5), les projections de la tension V en régime permanent sur les axes d et q sont :

$$\begin{cases}
V_d = \mathcal{R}_s I_d - \mathcal{L}_s \omega_e I_q \\
V_q = \mathcal{R}_s I_q + \mathcal{L}_s \omega_e I_d + E_q
\end{cases}$$
(4.34)

avec:

$$E_q = \sqrt{3}E\tag{4.35}$$

Finalement, la tension efficace V s'obtient par la formule suivante :

$$V = \frac{\sqrt{V_d^2 + V_q^2}}{\sqrt{3}} \tag{4.36}$$

À partir de l'équation (4.31), le couple électromagnétique (éq. (4.13)) peut se redéfinir en fonction du courant I_q tel que :

$$C_m = \sqrt{3}p\Phi_0 I_q \tag{4.37}$$

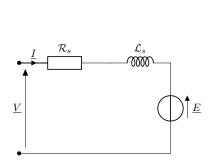


FIGURE 4.4: Circuit électrique équivalent de la MSAP

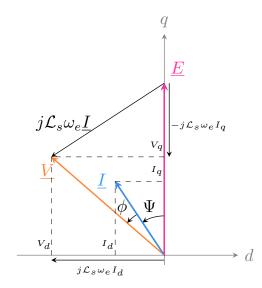


FIGURE 4.5: Diagramme de Fresnel de la MSAP en fonctionnement moteur avec $\omega_e = p\Omega$ ($\mathcal{R}_s \approx 0$)

4.1.5 Pertes dans le convertisseur

Dans le convertisseur de puissance, les pertes électriques sont décomposées entre les pertes par conduction et les pertes par commutation et sont supposées identiques dans les trois bras. Les expressions des pertes données ci-dessous sont basées sur la modélisation des pertes moyennées sur une période de découpage de la MLI. L'élaboration du modèle est détaillée dans [87].

4.1.5.1 Pertes par conduction

Les pertes totales par conduction s'écrivent comme la somme des pertes dissipées dans chacun des 6 IGBTs et des 6 diodes composants le convertisseur :

$$P_{cond} = 6(P_i + P_d) \tag{4.38}$$

 P_i et P_d sont respectivement les pertes par conduction dans un IGBT et dans une diode. Elles s'expriment en fonction des caractéristiques respectives du semi-conducteur considéré soit les tensions de seuil, V_{0_i} et V_{0_d} , et les résistances internes, \mathcal{R}_{0_i} et \mathcal{R}_{0_d} , extraites des données constructeur des semi-conducteurs. Les pertes se calculent à partir des équations suivantes :

$$P_{i} = V_{0_{i}} \frac{\hat{I}}{2\pi} \left(1 + \frac{\pi}{4} m \cos \phi \right) + \mathcal{R}_{0_{i}} \frac{\hat{I}^{2}}{8} \left(1 + \frac{8}{3\pi} m \cos \phi \right)$$
(4.39)

$$P_d = V_{0_d} \frac{\hat{I}}{2\pi} \left(1 - \frac{\pi}{4} m \cos \phi \right) + \mathcal{R}_{0_d} \frac{\hat{I}^2}{8} \left(1 - \frac{8}{3\pi} m \cos \phi \right)$$
 (4.40)

L'indice de modulation m est le rapport entre l'amplitude de la tension \hat{V} et de la moitié de la valeur du bus continu notée U_{dc} :

$$m = \frac{2\hat{V}}{U_{dc}} \tag{4.41}$$

4.1.5.2 Pertes par commutation

Pour une fréquence de commutation donnée, les pertes par commutation dans les IGBTs et dans les diodes rendent compte de la quantité d'énergie perdue au cours de l'ouverture et de la fermeture des semi-conducteurs. Elles se calculent par la formule suivante :

$$P_{sw} = \frac{3}{\pi} f_{sw} k_{sw} \hat{I} \frac{U_{dc}}{V_{ce_{max}}} \tag{4.42}$$

 f_{sw} est la fréquence de commutation de la MLI et $V_{ce_{max}}$ le niveau de tension maximale admissible par les IGBTs. k_{sw} est la constante d'énergie d'activation d'un IGBT extraite des données constructeur.

4.2 Introduction à l'optimisation sur cycle : dimensionnement d'une MSAP sans tenir compte du convertisseur

4.2.1 Généralités

4.2.1.1 Bref état de l'art sur le dimensionnement sur cycle

Avec la problématique récente de maximisation de l'efficacité énergétique des systèmes électriques, de nouvelles procédures de dimensionnement des machines électriques ont émergées. L'objectif commun de ces méthodes est de proposer un design de machine optimisé qui tient compte de la minimisation de ses pertes énergétiques [88]. De plus, la notion de dimensionnement sur cycle apparaît avec l'utilisation quasi systématique de la vitesse variable. Alors qu'une conception classique d'une machine s'établit sur un unique point de fonctionnent, usuellement appelé point nominal (pour une vitesse et une puissance donnée), le dimensionnement sur cycle considère un ensemble de points représentatifs de la caractéristique complète de fonctionnement de la machine. Finalement, pour atteindre des niveaux de performances encore meilleurs, la littérature propose des méthodes de conception par optimisation des pertes électriques moyennes sur un ensemble des points de fonctionnement. En effet, S. Günther et al. ont montré qu'une réduction significative des pertes de l'ordre de 30 % est possible en prenant en compte un cycle de fonctionnement par rapport à un dimensionnement nominal pour un unique point [89].

Toutefois, l'optimisation de la géométrie de la machine est menée le plus souvent par des méthodes de recherches heuristiques, de type algorithme génétique par exemple. Par conséquent, l'évaluation de l'ensemble des solutions peut accroître significativement le temps de calcul de l'algorithme avec l'augmentation du nombre de points sur le cycle. Ainsi, si on considère l'ensemble des points de fonctionnement de la machine au cours de son cycle, le temps de calcul nécessaire à la résolution du problème d'optimisation peut être un facteur limitant à l'utilisation de cette méthode. C'est pourquoi de nombreux articles étudient des méthodes permettant la réduction du cycle à un groupe limité de points représentatifs du fonctionnement du cycle complet [90,91].

Ces méthodes présentées minimisent les pertes par l'optimisation de la géométrie. Or, une action sur la commande locale des courants statoriques dans la machine permet également de réduire les pertes électriques. Usuellement, les machines électriques sont pilotées à couple maximal $(I_d = 0)$, ce qui permet de minimiser les pertes cuivre. Cependant, les articles [92–94] montrent qu'il existe un point de défluxage pour chaque point de fonctionnement qui minimise l'ensemble des pertes dans la machine $(I_d \neq 0)$. En appliquant une structure de défluxage optimal à l'ensemble du cycle, un gain de l'efficacité moyenne de la machine de l'ordre de 3 % [95,96], et jusqu'à 8 % dans l'article [93], est possible.

Finalement, la méthode de dimensionnement la plus optimale consiste à prendre en compte les lois de commande par défluxage dans l'optimisation de la conception géométrique de la ma-

chine. Il s'agit alors pour chaque géométrie évaluée de déterminer les lois optimales pour chacun des points du cycle afin d'en évaluer les pertes moyennes. En d'autres termes, l'intégration de l'optimisation de la commande locale de courants au sein de l'optimisation du design de la machine entraîne un grand nombre de boucles de calcul imbriquées, multipliant exponentiellement le temps de calcul de l'algorithme. C'est d'autant plus vrai lorsque le calcul du circuit magnétique est réalisé par les éléments finis [97, 98]. Ainsi, la modélisation purement algébrique des pertes électriques permet dans un premier temps de réduire le temps de compilation lorsque le défluxage est pris en compte [99, 100]. D'autre part, en plus de la modélisation analytique, il s'avère alors intéressant dans ce cas de réduire l'optimisation de la géométrie à un nombre de points réduit, limitant fortement le nombre d'évaluations des lois de commande locale dans l'algorithme d'optimisation de la géométrie [101].

4.2.1.2 Travaux réalisés au laboratoire IREENA

La thématique de conception sur cycle des machines électriques est fortement présente dans les travaux réalisés au laboratoire IREENA depuis plusieurs années.

Dans l'objectif de développer des outils d'optimisation de machine rapides à exécuter, une méthodologie d'optimisation de la puissance volumique d'une MSAP, c'est-à-dire de la minimisation bi objectifs des pertes de la MSAP et de son volume, a été initiée pour un unique point de fonctionnement. Dans ces travaux, la méthode proposée est purement analytique, N. Bernard et al. ont montré que le problème d'optimisation est linéaire et que la géométrie optimale peut s'obtenir mathématiquement par analyse formelle des pertes [86, 102]. Par ailleurs, un calcul par éléments finis a permis de valider l'approche déterministe ainsi proposée. Ensuite, la méthode a été étendue à l'optimisation de la puissance volumique sur un cycle de fonctionnement avec la prise en compte du défluxage. Les études réalisées ont prouvé qu'il est possible d'établir également analytiquement les lois de contrôle optimal minimisant les pertes en fonction de la géométrie de la MSAP [102]. Ainsi, l'optimisation locale des courants est strictement découplée de l'optimisation globale de la géométrie et par conséquent le temps de calcul n'est pas impacté et l'entièreté du cycle peut être considérée. Enfin, dans les études réalisées en [103, 104], la méthode est développée pour un cycle de conduite de véhicule électrique. L. Dang et al. ont validé cette méthode analytique par les éléments finis sur quelques points ainsi que par réseau de réluctance.

En parallèle, d'autres travaux d'optimisation sur cycle de machines à aimants permanents non conventionnelles, à double stator dans [100] et pentaphasée dans [105], pour une application de cycle de fonctionnent hydrolien ont également été développées à l'IREENA. Les études réalisées reposent également sur la modélisation analytique 1D des pertes ainsi que sur la prise en compte du calcul des lois de défluxage. Toutefois, ici, l'objectif est la conception de la machine selon des critères d'optimisation technico-économiques en employant une approche purement heuristique basée sur les essaims particulaires. Comme cela sera discuté plus tard dans ce chapitre, ces méthodes-ci ont l'avantage de considérer les pertes du convertisseur dans l'optimisation de la machine, mais au détriment d'un temps de calcul conséquent.

4.2.2 Présentation de la méthode par l'analyse formelle des pertes électriques

Nous proposons d'introduire la méthode d'optimisation de la MSAP par l'approche formelle. Cette méthode ainsi que ces résultats appliqués au sous-système BP du module de REMORA nous serviront de base afin d'établir une comparaison des résultats obtenus avec ceux issu de la méthodologie que nous développerons plus tard dans la suite de ce chapitre.

Ainsi, cette partie a uniquement pour but de rappeler les principales étapes de cette méthode menant à l'optimisation, sachant qu'elle est détaillée dans les références citées dans le paragraphe

précédent et rappelées ici ([102-104]).

4.2.2.1 Détermination de l'expression analytique de $\langle P_{MSAP} \rangle$

À partir d'une caractéristique cyclique de fonctionnement (Ω, C_m) , l'objectif est l'optimisation du dimensionnement de la MSAP maximisant la puissance volumique soit minimisant à la fois les pertes moyennes sur un cycle, $\langle P_{MSAP} \rangle$, ainsi que le volume, Vol. Les deux fonctions à minimiser s'écrivent :

$$\langle P_{MSAP} \rangle = \langle P_J + P_{mg} \rangle \tag{4.43}$$

$$Vol = \pi R^2 L \tag{4.44}$$

a) Calcul de la structure de commande optimale par défluxage

A partir des équations (4.5), (4.9), (4.14), (4.20) et (4.29), des nouveaux paramètres géométriques sont définis selon les équations ci-dessous :

$$\alpha = \frac{12}{\sqrt{2}} k_w p r_s R L \tag{4.45}$$

$$\beta = \frac{144}{\pi} \frac{\rho_c k_L L}{k_f \pi R^2 (r_w^2 - r_s^2)} \tag{4.46}$$

$$\gamma = \pi L \left(\frac{(R^2 - R_w^2)R_s^2}{(R_- R_w)^2 p^2} + \frac{1}{k_d} (R_w^2 - R_s^2) \right)$$
(4.47)

$$\gamma_0 = (k_{hu}p\Omega + k_{ec}p^2\Omega^2)\gamma \tag{4.48}$$

$$u = \frac{6\sqrt{2}}{\pi} \frac{\mu_0}{e + e_{mq}} \tag{4.49}$$

En remplaçant les paramètres géométriques ci-dessus dans les expressions des pertes (éqs. (4.20) et (4.29)) et du couple (éq. (4.14)), l'expression du couple permet d'écrire l'angle Ψ en fonction de C_m et de F_m et ainsi de donner l'expression des pertes ($P_{MSAP} = P_J + P_{mg}$) en fonction de Ψ et du cycle (Ω, C_m) telle que :

$$P_{MSAP} = \beta \left(\frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f \cos \Psi} \right)^2 + \gamma_0 \left(\hat{B}_f^2 + u^2 \left(\frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f \cos \Psi} \right)^2 - 2u \frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f} \tan \Psi \right)$$
(4.50)

Enfin, en dérivant cette expression par rapport à Ψ , il est possible d'obtenir l'angle d'autopilotage optimal Ψ_{opt} qui minimise les pertes pour chaque point du cycle :

$$\Psi_{opt} = \arctan\left(\frac{\alpha\gamma_0 u}{\beta + \gamma_0 u^2} \frac{\hat{B}_f^2}{C_m}\right) \tag{4.51}$$

Le même raisonnement permet d'obtenir l'expression de la force magnétomotrice optimale qui minimise les pertes. $F_{m_{opt}}$ s'écrit :

$$F_{m_{opt}} = \sqrt{\left(\frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_0 u \hat{B}_f}{\beta + \gamma_0 u^2}\right)^2}$$
(4.52)

b) Condition optimale d'aimantation

En appliquant les lois de commande obtenues, la minimisation de $\langle P_{MSAP} \rangle$ mène à une condition optimale sur l'induction maximale d'entrefer telle que :

$$\hat{B}_{f_{opt}} = \left(\frac{\frac{1}{T_{cycle}} \int_0^{T_{cycle}} (\beta + \gamma_0 u^2) \left(\frac{C_m}{\alpha}\right)^2 dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{\gamma_0 \beta}{\beta + \gamma_0 u^2} dt}\right)^{\frac{1}{4}}$$
(4.53)

où T_{cycle} est la durée totale du cycle de fonctionnement.

c) Calcul des pertes électriques moyennes

Finalement, en remplaçant les équations (4.51) à (4.53) dans l'équation des pertes, les pertes moyennes sur un cycle de fonctionnement peuvent s'écrivent uniquement en fonction des paramètres géométriques et du cycle (Ω, C_m) . Après simplification, le calcul conduit à l'expression suivante :

$$\langle P_{MSAP} \rangle = 2\sqrt{\frac{1}{T_{cycle}}} \int_{0}^{T_{cycle}} \frac{\gamma_0 \beta}{\beta + \gamma_0 u^2} dt \sqrt{\frac{1}{T_{cycle}}} \int_{0}^{T_{cycle}} (\beta + \gamma_0 u^2) \frac{C_m^2}{\alpha^2} dt$$
(4.54)

4.2.2.2 Minimisation bi-objectifs

Au vu des fonctions objectifs données par les équations (4.54) et (4.44), l'optimisation de la MSAP se résume à trouver les paramètres p_{opt} , $R_{s_{opt}}$, $R_{w_{opt}}$ et R_{opt} , L_{opt} qui minimisent les deux objectifs.

Toutefois, les deux contraintes suivantes seront à prendre en compte dans le calcul de la géométrie optimale : la première rend compte de l'échauffement maximal de la machine souhaité et la seconde est de nature magnétique et permet de limiter la valeur des inductions maximales dans les parties linéaires du comportement du matériau magnétique.

a) Contrainte thermique

Sous l'hypothèse que la température moyenne est constante et uniformément répartie durant le cycle de fonctionnement $(\Delta\theta)$, l'échauffement de la machine sur un cycle de fonctionnement est limité à une valeur d'échauffement maximum $(\Delta\theta_{max})$ selon l'équation suivante :

$$\Delta\theta = \frac{\langle P_{MSAP} \rangle}{hS_{th}} \langle \Delta\theta_{max} \rangle \tag{4.55}$$

où h est le coefficient d'échange thermique supposant un échange thermique naturel convectif avec le milieu extérieur. S_{th} est la surface d'échange thermique exprimée en fonction de x_{th} qui représente le pourcentage de la chaleur pouvant être extraite des extrémités de la machine.

$$S_{th} = 2\pi R(x_{th}R + L) \tag{4.56}$$

b) Contrainte magnétique

Pour limiter le calcul du circuit magnétique au domaine de fonctionnement linéaire, les inductions dans les parties magnétiques de la machine doivent être limitées à une valeur d'induction maximale. En considérant une tôle magnétique Si-Fe, la valeur maximale d'induction est de 1.4 T. Ainsi, les inductions \hat{B}_c et \hat{B}_d (éqs. (4.25) et (4.26)) doivent respectées les contraintes suivantes :

$$\hat{B}_c < 1.4 \text{ T}$$
 (4.57)

$$\hat{B}_d < 1.4 \text{ T}$$
 (4.58)

Finalement, un algorithme de type génétique (NSGA II) permet d'obtenir la géométrie optimale, soit p_{opt} , r_{sopt} , r_{wopt} et R_{opt} , L_{opt} , qui optimise les deux objectifs sous les contraintes ci-dessus.

4.2.3 Exemple d'un résultat appliqué à la machine BP

Cette méthodologie présentée est appliquée au cycle de fonctionnement $(\Omega_{BP}, C_{m_{BP}})$ de la machine BP en mode pompage établi dans le chapitre précédent (voir première colonne du tableau 4.1). Les valeurs des différentes constantes du problème sont données dans le tableau 4.2. Pour simplifier les calculs, nous faisons les hypothèses géométriques suivantes :

- le ratio L/R est fixe et unitaire, L=R;
- l'entrefer e est proportionnel au rayon R selon la relation $e = \frac{2R}{500}$ [100].

De plus, lorsque seules les pertes cuivre et fer sont considérées, l'entrefer total $(e+e_{mg})$ apparaît uniquement dans l'équation de la réaction d'induit (éq. (4.5)) et n'influe que sur les pertes fer. Par conséquent, l'épaisseur d'aimant n'admet pas de valeur optimale; cette méthode aboutit finalement à une gamme de machines dont la réactance est variable. Ici, on choisira e_{mg} telle que $e_{mg} = e$. Enfin, le nombre de conducteurs/pôle/encoche, n_c , n'intervient pas dans l'optimisation, mais peut être calculé en aval pour ajuster le niveau de tension maximale qu'atteint l'amplitude de la tension statorique.

Constante	Valeur
k_w	0.95
k_L	1.3
k_{f_0}	0.4
k_t	0.5
k_{hy}	$15 \text{ W.s.T}^{-1}.\text{m}^3$
k_{ec}	6.5. $W.s^2.T^{-1}.m^3$
μ_0	$4\pi.10^{-7}$
$ ho_{cu}$	$2.10^{-8} \Omega.m$
h	$10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Table 4.2: Constantes du problème [102]

Sans la contrainte thermique d'échauffement (éq. (4.55)), l'ensemble des solutions optimales au sens de Pareto est illustré sur la figure 4.6a dans le plan bi-objectifs, soit les pertes électriques moyennées sur un cycle et le volume de la machine, pour un échauffement moyen compris entre 80 °C et 200 °C. La géométrie optimale de la machine sera choisie parmi l'ensemble de ces solutions selon la classe d'échauffement souhaitée. Toutefois, il est pertinent de noter qu'une augmentation de deux fois le volume de la machine permet une réduction des pertes moyennes de l'ordre de 40 % et entraîne un facteur de diminution de la température de 2.5. Ainsi, selon l'application, on privilégiera soit l'efficacité de la machine soit sa compacité.

0.75

 x_{th}

L'histogramme présenté sur la figure 4.6b donne la répartition entre les pertes cuivre et les pertes fer pour différentes valeurs d'échauffement. Bien que la quantité totale de pertes augmente avec la température d'échauffement, l'optimisation tenant compte des lois de contrôle optimales assure une réorganisation de la géométrie interne telle que la proportion des deux types de pertes reste invariante en fonction de la température, avec environ $P_J = 46 \%$ et $P_{mq} = 54 \%$.

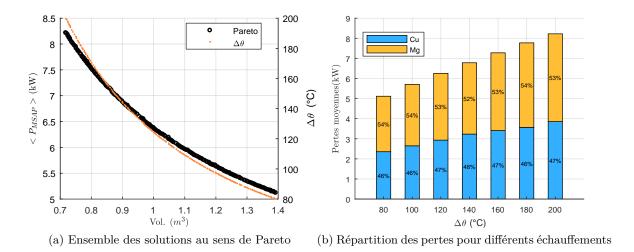


FIGURE 4.6: Résultat de l'optimisation des pertes moyennes de la MSAP pour 80 °C < $\Delta\theta_{max}$ < 200 °C

Pour un échauffement de 140 °C, le tableau 4.3 rassemble les paramètres géométriques optimaux de la machine obtenue ainsi que le bilan énergétique moyen. La structure de commande optimale issue de l'optimisation est illustrée sur la figure 4.7. Pour chaque point de fonctionnement du cycle, il existe bien un angle d'auto-pilotage Ψ_{opt} non nul. La machine fonctionne alors en régime de défluxage durant le cycle complet, ce qui permet de réduire les pertes énergétiques de la machine sur l'ensemble de la caractéristique. Le rendement, qui ne prend en compte que les pertes de la MSAP, reste supérieur à 95% sur tout le cycle, avec une efficacité moyenne sur la durée du cycle de 97 % comme le montre la figure 4.7c. Cette figure montre également l'intérêt du dimensionnement sur cycle, car on peut observer que le rendement maximal n'est pas atteint pour le point de puissance maximale, mais autour de 0.5 MW, ce qui ne correspond qu'à 45 % de la puissance maximale.

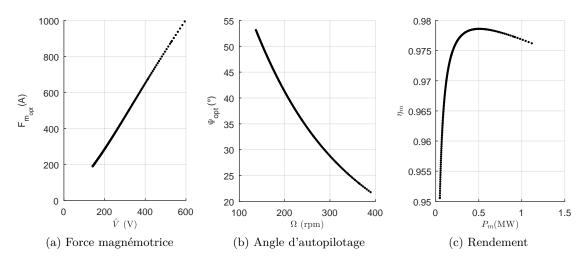


FIGURE 4.7: Lois de commande par défluxage optimales pour $\Delta\theta_{max}=140$ °C avec $n_c=0.6$ et $e_{mg}=e$

Paramètre	Valeur
\overline{p}	17
R	0.68 m
R_s	$0.57 \mathrm{m}$
R_w	0.64 m
\hat{B}_f	0.62 T
$\ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ \ $	3.21 kW
$\langle P_{mg} \rangle$	3.72 kW
$< P_{MSAP} >$	6.93 kW
Vol.	0.99 m^3

Table 4.3: Dimensionnement optimal de la MSAP pour $\Delta\theta_{max} = 140$ °C

4.3 Intégration du convertisseur dans l'optimisation du dimensionnement de la MSAP

Lorsque la machine électrique s'intègre au sein d'une chaîne de conversion, une approche "système" du dimensionnement peut améliorer le rendement de la conversion, par rapport à une approche de conception "individuelle". Si on s'intéresse au convertisseur de puissance, la vitesse variable ainsi que le défluxage optimal établi pour la MSAP seule pénalisent son propre fonctionnement et les pertes dans le convertisseur peuvent effectivement occuper une part loin d'être négligeables dans le bilan énergétique total de l'ensemble [106, 107]. Les études [108, 109] ont également montré qu'il existe bien un compromis de dimensionnement entre le convertisseur et la machine par une analyse rapide des pertes.

De plus, la prise en compte des pertes du convertisseur dans la stratégie de commande permet l'élaboration de nouvelles lois de commande qui minimisent l'ensemble des pertes [110, 111]. Comme pour l'optimisation de la machine seule, la solution optimale consiste finalement à intégrer le calcul du défluxage optimal minimisant les pertes totales pour chaque point du cycle dans la conception optimale de la machine par minimisation des pertes moyennes {convertisseur - machine} sur un cycle de fonctionnement [100, 105, 112].

Ainsi, dans cette partie, on s'intéresse à l'influence du convertisseur dans le dimensionnement de la MSAP. On propose ensuite de les intégrer dans l'optimisation sur cycle de la MSAP tout en assurant un temps de calcul minimal.

4.3.1 Étude de l'influence du convertisseur sur l'optimisation de la MSAP seule

Dans un premier temps, l'influence du convertisseur, de par l'étude de ses pertes, de son fonctionnement et de ses contraintes, sur le dimensionnement sur cycle d'une MSAP seule est analysée. Pour cela, l'étude est basée sur les résultats d'optimisation obtenus dans la section 4.2.3 sur la machine BP. Les paramètres de l'IGBT pour le calcul des pertes du convertisseur sont donnés en Annexe B.1.

4.3.1.1 Bilan énergétique

Les pertes convertisseur (ou pertes CVS) moyennes sont calculées en aval de l'optimisation de la MSAP vue précédemment avec $n_c = 0.6$ et $e = e_{mq}$. La répartition des pertes CVS par rapport

aux pertes MSAP est donnée sur l'histogramme de la figure 4.8 pour différentes températures d'échauffement telles que 80 °C $< \Delta\theta_{max} < 200$ °C. Cette première étude permet de voir que les pertes électriques liées au convertisseur représentent une part significative dans le bilan total, jusqu'à 69 % de la somme $< P_{MSAP} + P_{CVS} >$ pour $\Delta\theta_{max} = 80$ °C.

Les bilans énergétiques et les principales grandeurs caractéristiques du convertisseur (\hat{V}_{max} , \hat{I}_{max} et $<\cos\phi>$) sont donnés dans le tableau 4.4. Au vu du diagramme de Fresnel de la machine synchrone (fig. 4.5), l'optimisation de la machine seule entraı̂ne une réaction d'induit élevée pour permettre une diminution du flux résultant et par conséquent des pertes fer. Or, sans prise en compte des pertes du convertisseur, l'optimisation aboutit à des machines dont le facteur de puissance est faible. Une mauvaise valeur de $\cos\phi$ pénalise le convertisseur qui voit ses pertes ainsi que sa puissance apparente (notée S_{CVS}) augmenter. Notons également que la puissance apparente impacte la compacité du convertisseur; plus celle-ci sera élevée et plus le convertisseur et son système de refroidissement seront volumineux.

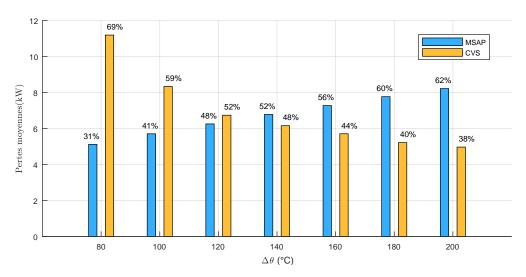


FIGURE 4.8: Répartition des pertes MSAP et CVS pour 80 °C $< \Delta\theta_{max} < 200$ °C à l'issue de l'optimisation de la MSAP seule avec $n_c = 0.6$ et $e_{mg} = e$

TABLE 4.4: Quantités de pertes et variations des grandeurs électriques caractéristiques du convertisseur pour 80 °C $< \Delta\theta_{max} < 200$ °C à l'issue de l'optimisation de la MSAP seule avec $n_c = 0.6$ et $e_{mg} = e$

Quantité	Valeur						
$\Delta\theta$ (°C)	80	100	120	140	160	180	200
$< P_{MSAP} > (kW)$	5.13	5.72	6.27	6.93	7.29	7.79	8.24
$\langle P_{CVS} \rangle$ (kW)	11.2	8.34	6.74	6.15	5.71	5.21	4.97
$<\cos\phi>$	0.358	0.441	0.513	0.542	0.545	0.557	0.577
\hat{V}_{max} (V)	531	556	576	593	616	638	648
\hat{I}_{max} (kA)	3.27	2.84	2.54	2.42	2.28	2.13	2.08
S_{CVS} (MVA)	2.60	2.37	2.19	2.15	2.11	2.04	2.02

L'intégration des pertes du convertisseur dans le bilan total montre que le nombre de conduc-

teurs/pôle/encoche, n_c , peut être optimisé par rapport à une contrainte de tension imposée par le bus continu. En effet, n_c peut être calculée pour maximiser la tension tout en assurant la contrôlabilité du convertisseur à MLI. Ceci permet finalement de réduire le courant et par conséquent les pertes du convertisseur. Cette condition se traduit par la formule suivante :

$$\hat{V} \le \frac{U_{dc}}{2} \tag{4.59}$$

où \hat{V} se calcule à partir du modèle électrique donnée dans la partie 4.1.4.

Par exemple, pour une valeur usuelle de tension du bus DC de 1200 V, selon l'équation de la MLI donnée en (4.41), l'amplitude maximale de la tension, \hat{V}_{max} , admissible est de 600 V. Selon les équations (4.34) à (4.36), il est possible de calculer la valeur optimale de n_c telle que $\hat{V}_{max} = 600 \text{ V}$. Dans le cas où $\Delta\theta_{max} = 80 \,^{\circ}\text{C}$, $n_c = 0.69$ avec $\hat{I}_{max} = 2.97$ kA et $\langle P_{CVS} \rangle = 9.27$ kW.

4.3.1.2 Influence de l'entrefer total

Comme mentionné précédemment, l'optimisation de la MSAP seule aboutit à la conception d'une gamme de machines dont la réactance est variable. En effet, l'entrefer total $(e + e_{mg})$ n'admet pas de valeur optimale dans la mesure où cette quantité intervient uniquement dans l'équation de la réaction d'induit et donc des pertes fer.

À partir de la géométrie optimale fixée pour un échauffement de $\Delta\theta_{max}=140$ °C, une étude paramétrique sur l'entrefer total est réalisée pour étudier son influence sur la répartition globale des pertes ainsi que sur la géométrie de la machine lorsque les pertes convertisseur sont quantifiées. Pour chaque valeur d'entrefer, le nombre de conducteurs/pôle/encoche optimal est calculé pour maximiser la tension sous la contrainte d'un bus continu de 1200 V, figure 4.9. Les lois de commande par défluxage sont recalculées en fonction de l'entrefer à partir des équations (4.51) et (4.52) minimisant les pertes MSAP uniquement.

La variation d'entrefer influe sur le flux résultat de la machine (fig. 4.10). D'après l'expression de Ψ_{opt} en (4.51) et la figure 4.10a, plus l'entrefer total est grand et moins le défluxage est important. De même, l'augmentation de l'entrefer diminue la réaction d'induit (fig. 4.10b). Ces variations ont alors pour conséquence la variation de l'induction résultante (fig. 4.10c). La figure suivante (fig. 4.11) donne les variations des grandeurs électriques caractéristiques du convertisseur. Par diminution de la réaction d'induit et de ce fait de la réactance du circuit électrique, le facteur de puissance augmente (fig. 4.11a).

Pour résumer, la variation d'entrefer total impacte les différentes pertes du système telle que l'augmentation de $(e+e_{mg})$ entraı̂ne une diminution de la réactance, ce qui favorise les pertes (fig. 4.12c) et la puissance apparente du convertisseur (figs. 4.11b et 4.11c) ainsi que les pertes cuivre moyennes (fig. 4.12a). Or, cela pénalise la MSAP et cause des pertes fer plus élevées (fig. 4.12b) dues à l'augmentation du flux résultant dans la machine. Finalement, au vu des ses résultats, l'étude paramétrique montre bien que si dans une optimisation future où les pertes MSAP et convertisseur sont minimisées ensemble, il existera une valeur d'entrefer optimale assurant un compromis entre les deux composantes afin de réduire l'ensemble des pertes moyennes.

La figure 4.13 montre la répartition des pertes. On observe également que plus l'entrefer est petit plus les pertes totales de la MSAP sont réduites. Au contraire, l'augmentation de l'entrefer permet la diminution des pertes CVS. Finalement, le meilleur compris pour la réduction des pertes totales se situe lorsque l'entrefer est faible. Toutefois, bien que chaque composante des pertes varient en fonction de l'entrefer, la somme des pertes totales reste globalement identique donc on peut présager pour la suite que la valeur d'entrefer n'est pas une variable de décision critique dans la conception optimale de l'ensemble {convertisseur - machine}.

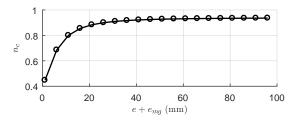


FIGURE 4.9: Influence de la variation de l'entrefer sur la géométrie

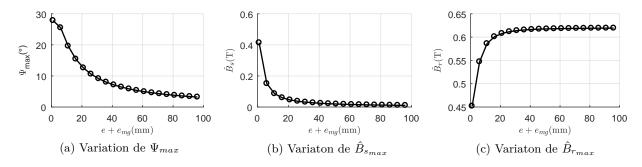


FIGURE 4.10: Influence de la variation de l'entrefer sur l'angle d'auto-pilotage et des inductions maximales

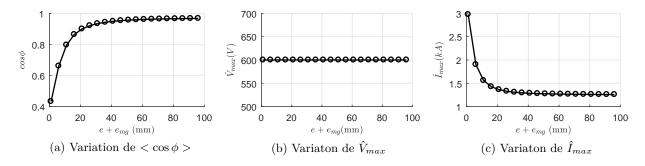


FIGURE 4.11: Influence de la variation de l'entrefer sur les grandeurs électriques

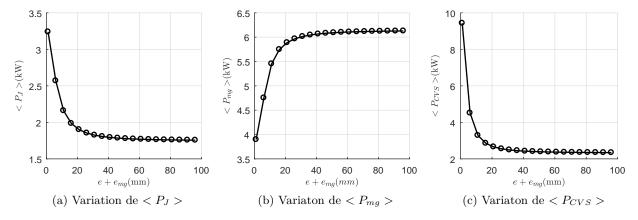


FIGURE 4.12: Influence de la variation de l'entrefer sur les pertes

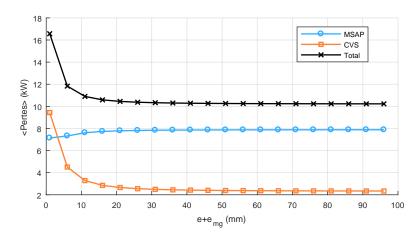


FIGURE 4.13: Influence de l'entrefer sur la répartition des pertes totales

4.3.1.3 Étude du défluxage avec prise en compte des pertes convertisseur

Toujours à partir de la géométrie optimale obtenue pour $\Delta\theta_{max}=140$ °C, nous proposons de déterminer une nouvelle stratégie de commande qui minimise les pertes en ligne de l'ensemble {CVS-MSAP}. Cela mène à un problème analytique complexe, la recherche de la commande optimale est donc assurée ici par une boucle de calcul numérique. La nouvelle répartition des pertes est donnée dans le tableau 4.5. La prise en compte des pertes CVS dans la recherche de Ψ_{opt} ne permet pas un gain significatif des pertes totales, mais la répartition des pertes se reconfigure.

En effet, le même constant que précédemment est fait : l'ajout des pertes CVS dans le calcul de Ψ_{opt} entraı̂ne un défluxage moins important de la machine. Par conséquent, le courant diminue donc les pertes cuivre et convertisseur diminuent. Cependant, cela induit l'augmentation de la composante résultante de l'induction totale dans l'entrefer d'où l'augmentation des pertes fer.

Table 4.5: Comparaison des bilans énergétiques	s sans et avec prise en compte du convertisseur
dans le défluxage pour $\Delta\theta_{max} = 140$ °C	

Quantité	Déflux. MSAP	Déflux. {CVS - MSAP}	Déviation
$P_J >$	3.23 kW	2.58 kW	-20.1 %
$< P_{mg} >$	3.55 kW	4.57 kW	+28.7 %
$< P_{CVS} >$	6.15 kW	5.12 kW	-16.8 %
$< P_{tot} >$	12.9 kW	12.3 kW	-4.65 %

4.3.1.4 Conclusion de l'étude menée sur l'entrefer

Pour résumer cette étude, de par la variation de la géométrie interne ou la variation des lois de commande, ajouter le convertisseur dans le dimensionnement de l'ensemble {convertisseur - machine} avec prise en compte du défluxage revient en fin de compte à trouver un compromis optimal entre l'angle d'auto-pilotage Ψ , représentatif du défluxage de la machine, et l'angle ϕ , représentatif du facteur de puissance. Pour cela, les paramètres e_{mg} et n_c seront intégrés à l'ensemble des paramètres à optimiser $(p, e, R, R_s \text{ et } R_w)$ et trouveront des valeurs optimales qui minimisent l'ensemble des pertes du système. La contrainte de tension maximale admissible imposée par le convertisseur devra également être considérée dans l'optimisation. Le problème

d'optimisation bi-objectifs avec prise en compte des pertes du convertisseur se résume selon la formulation mathématique suivante :

$$\begin{array}{ll}
\text{Minimiser} & \begin{cases}
< P_{MSAP} + P_{CVS} > \\
Vol
\end{cases} \\
\text{Sous les contraintes} & \begin{cases}
\hat{B}_c < 1.4 \text{ T} \\
\hat{B}_d < 1.4 \text{ T} \\
\Delta \theta < \Delta \theta_{max} \\
\hat{V} < \frac{U_{dc}}{2}
\end{cases} \\
\text{avec} & X = [p, R, R_s, R_w, e, e_{mg}, n_c]
\end{cases} \tag{4.60}$$

4.3.2 Méthodologie d'optimisation avec prise en compte des pertes convertisseur

4.3.2.1 Introduction : Analyse de la possibilité d'intégration du CVS dans la méthode formelle

Dans la méthode présentée dans la section 4.2.2, la première étape de l'optimisation consiste à écrire analytiquement les équations de la commande par analyse formelle des pertes. Il a été établi que la formulation de P_{MSAP} mène à l'équation (4.50) et est rappelée ici :

$$P_{MSAP} = \beta \left(\frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f \cos \Psi} \right)^2 + \gamma_0 \left(\hat{B}_f^2 + u^2 \left(\frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f \cos \Psi} \right)^2 - 2u \frac{C_m}{\alpha \hat{B}_f} \tan \Psi \right)$$
(4.61)

Après simplification, il est possible de reformuler cette équation comme un polynôme dépendant de $(\tan \Psi)$ de la forme :

$$P_{MSAP} = \alpha_0 + \alpha_1 \tan \Psi + \alpha_2 \tan^2 \Psi \tag{4.62}$$

Cette fonction est dérivable et $\frac{dP_{MSAP}}{d\Psi}=0$ admet une solution formelle, ce qui conduit à l'expression de Ψ_{opt} donnée en (4.51).

Étudions à présent l'intégration analytique des pertes convertisseur dans cette première étape du problème. Compte tenu des équations des pertes convertisseur, de (4.38) à (4.42), P_{CVS} se résume sous la forme :

$$P_{CVS} = \beta_1 \hat{I} + \beta_2 \hat{I}^2 \tag{4.63}$$

En intégrant les équations (4.6) et (4.14) dans l'expression précédente et après simplification, celle-ci peut également se reformuler en fonction de Ψ sous la forme :

$$P_{CVS} = \frac{\beta_1'}{\cos \psi} + \beta_2' \tan^2 \Psi \tag{4.64}$$

Le premier terme dans l'expression de P_{CVS} conduit à une non-linéarité de l'équation donc l'expression des pertes totales, $P_{MSAP} + P_{CVS}$, n'est plus dérivable. Par conséquent, il est impossible de résoudre analytiquement les nouvelles lois de défluxage en considérant l'ensemble des pertes. L'unique simplification qui pourrait conduire à la résolution analytique serait d'émettre l'hypothèse que le terme des pertes CVS proportionnel à \hat{I} est négligeable devant le terme en \hat{I}^2 . Pour vérifier cela, la figure 4.14 illustre l'évolution de la quantité de chacun de ces deux termes par rapport à la quantité de pertes convertisseur totales au cours d'un cycle de fonctionnement.

Ce calcul est établi à partir du résultat d'optimisation de la MSAP donnée dans le tableau 4.3. La proportion du terme en \hat{I} est prépondérante sur le terme en \hat{I}^2 tout au long du cycle donc la quantité $\frac{\beta_1'}{\cos\psi}$ n'est pas négligeable dans l'expression des pertes totales. Par conséquent, le résultat confirme qu'il n'est pas possible de résoudre le problème d'optimisation minimisant les pertes totales par une analyse purement formelle similaire au cas précédent.

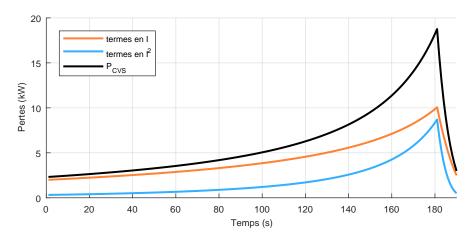


FIGURE 4.14: Répartition des termes en \hat{I} et \hat{I}^2 des pertes convertisseur sur un cycle de fonctionnement

4.3.2.2 Étude de la réduction du nombre de points sur le cycle

L'étude réalisée dans le paragraphe précédent met en évidence une non-linéarité dans le calcul du problème qui rend impossible le dimensionnement de l'ensemble {convertisseur - machine} par résolution analytique. Par contre, une méthode purement heuristique peut résoudre l'optimisation, mais au détriment d'un temps de calcul élevé.

Pr exemple, prenons le cas où un algorithme génétique de type NSGA II assure la résolution du problème d'optimisation sur cycle avec les données suivantes :

- Une population à tester de 300 individus;
- 600 itérations;
- 5 exécutions;
- Le cycle de fonctionnement de 190 s comporte 1 point toutes les 100 ms soit 1900 points.

Avec les paramètres ci-dessus, il y a 5 x 300 x 600 géométries de machines à tester soit 9.10^5 machines. Pour chacune de ces machines, une optimisation locale permet pour chaque point du cycle de trouver l'angle d'auto-pilotage optimal, soit 1900 valeurs d'angle optimal à trouver. Finalement, en combinant l'optimisation locale et globale, il existe 9.10^5 x 1900 possibilités c'est-à-dire $1.71.10^9$. Le test de toutes ces solutions est possible, mais nous souhaitons l'écarter, car cela resterait long et fastidieux à mettre en œuvre.

Au vu de la méthode de dimensionnement de la MSAP vu précédemment, un temps d'exécution raisonnable est garanti s'il est possible de découpler la recherche de la commande locale et l'optimisation de la géométrie de la machine. Or, un tel découplage théorique des boucles de calcul n'est pas réalisable dans l'optimisation conjointe {CVS-MSAP}. Ainsi, basé sur le même principe de réduction du nombre de points de fonctionnement sur un cycle proposé dans la littérature pour des applications essentiellement de propulsion pour véhicules électriques, nous proposons ici de déterminer le cycle réduit qui comporte le nombre de points critique permettant la convergence du résultat vers la solution optimale. Ceci permet de limiter au maximum

le nombre de boucles de calculs imbriquées et de réduire le temps de calcul total. En notant N le nombre de points réduit constituant le cycle réduit noté $(\Omega, C_m)|_N$, les N points sont choisis sur le cycle selon une distribution temporelle uniforme de période $T_{conversion}/N$. Notons que le point énergétique est atteint en fin de conversion énergétique à 180 s, les points sont distribués entre le point de puissance minimale et maximale, soit sur les 180 premières secondes et non pas sur le temps de cycle complet de 190 s. La figure suivante illustre un cycle de fonctionnement réduit pour N=6:

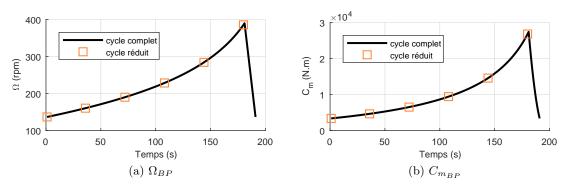


FIGURE 4.15: Exemple d'un cycle de fonctionnement réduit avec N=6

La routine de calcul présentée dans le diagramme de la figure 4.16 est itérée pour différentes valeurs de N. À partir d'une population de paramètres à optimiser, l'ensemble des constantes magnétiques, géométriques et électriques sont calculées. Ensuite, en considérant le cycle réduit $(\Omega, C_m)|_N$, il s'agit de déterminer les lois de commandes optimales qui minimisent les pertes pour chacun des points du cycle réduit. Le calcul de Ψ_{opt} et de F_{mopt} permet de calculer les contraintes et objectifs du problème. Finalement, un algorithme NSGA II, largement utilisé dans le domaine du génie électrique, évalue les solutions et le calcul est réitéré selon le nombre d'itérations choisi. Les paramètres du NSGA II sont rassemblés dans le tableau 4.6 et les régions de recherche de chaque paramètre sont données dans le tableau 4.7. Pour l'optimisation, on choisira les mêmes simplifications que précédemment, soit un rapport L/R unitaire et l'entrefer choisi tel que e = 2R/500.

Table 4.6: Configuration de l'algorithme NSGA II

Paramètre	Valeur
Taille de la population	300
Nombre d'itérations	600
Nombre d'exécutions	5
Taux de croisement	0.2
Taux de mutation	0.2

Table 4.7: Région de recherche des paramètres de décision

Paramètre	Ensemble de solutions
\overline{p}	1 - 100
R	0.1 - 5 [m]
R_s/R	0.01 - 1
R_w/R	0.01 - 1
e	2R/500 [m]
L	R [m]
e_{mg}	1 - 20 [mm]
n_c	0.01 - 5

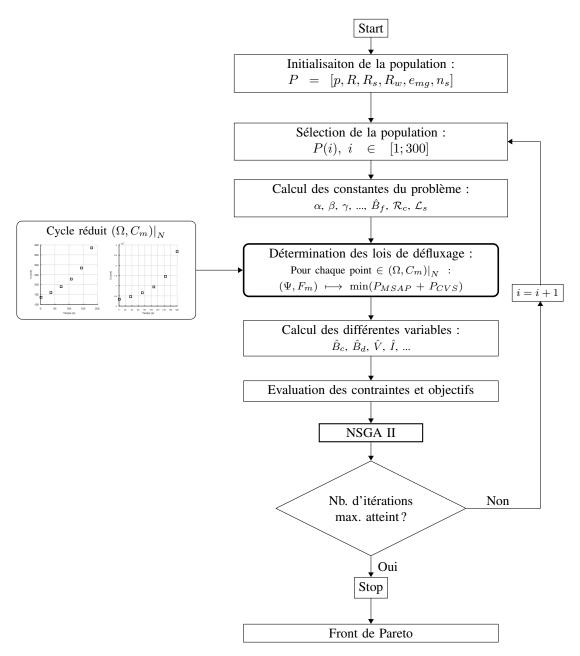


FIGURE 4.16: Routine de calcul de l'optimisation {convertisseur - machine} avec calcul du défluxage pour un cycle de fonctionnement réduit

4.3.2.3 Détermination du cycle de fonctionnement minimal

Pour établir le découplage maximal possible entre les deux boucles d'optimisation imbriquées, nous étudions la convergence du résultat de l'optimisation vers la solution finale en faisant varier le nombre de points sur le cycle réduit. Ainsi, pour chaque valeur de N, l'organigramme de calcul (fig. 4.16) est appliqué pour un échauffement maximal tel que $\Delta\theta_{max} = 140$ °C.

Les figures suivantes présentent l'étude de la convergence de l'optimisation. La figure 4.17 illustre l'évolution des paramètres géométriques en fonction du nombre de points sur le cycle. Nous observons que le nombre de paires de pôles ainsi que le rayon extérieur convergent rapidement vers une valeur finale à partir de N=6. La figure 4.17c montre l'évolution des rayons réduits R_s/R et R_w/R où on observe que ces valeurs oscillent autour d'une même valeur dès N=2. D'après ce résultat, il semble que les rayons réduits soient indépendants de la valeur du

rayon extérieur.

Pour vérifier cela, la figure 4.18 illustre l'évolution des rayons réduits en fonction du rayon R le long du front de Pareto pour 80 °C $<\Delta\theta_{max}<$ 200 °C. Celle-ci montre que ces quantités sont bien indépendantes de la géométrie extérieure de la machine, car leurs valeurs sont constantes pour différentes valeurs de R.

L'épaisseur d'aimant (fig. 4.17d) converge et atteint également une valeur finale acceptable après 6 points. D'après l'équation (4.4), sa valeur optimale est finalement déterminée par les contraintes d'induction et l'épaisseur d'entrefer fixée. Ainsi, celle-ci dépend de la valeur de e et par conséquent du rayon extérieur R. La convergence de R entraı̂ne alors la convergence du paramètre e_{mg} .

Enfin, le nombre de conducteurs/pôle/encoche (fig. 4.17e) oscille autour de sa valeur finale dès le premier cycle pour N=2. En effet, le fait de considérer le point à vitesse et puissance maximale dans chaque cycle réduit (atteint à t=180 s) permet à n_c de s'ajuster dès le départ afin de maximiser la tension maximale selon la contrainte de tension vue précédemment.

En conclusion, nous retiendrons de l'étude des paramètres de décision que la convergence du nombre de paires de pôles et de la géométrie extérieure suffit à l'optimisation de la MSAP. En effet, soit les autres paramètres sont dépendants de R et la convergence de R entraı̂ne celle de ces paramètres-là soit ils en sont indépendants et convergent dès N=2.

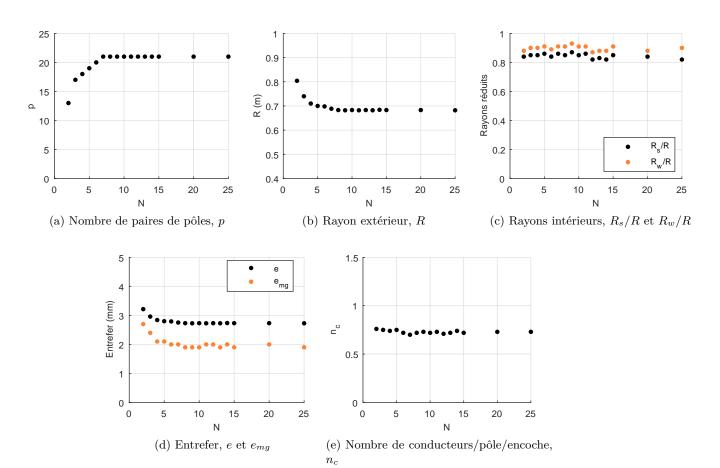


FIGURE 4.17: Étude de la convergence des paramètres d'optimisation en fonction du nombre de points considérés sur le cycle réduit pour $\Delta\theta_{max}=140~^{\circ}\mathrm{C}$

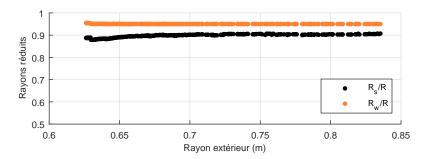


FIGURE 4.18: Variation des rayons réduits en fonction du rayon statorique extérieur pour 80 °C < $\Delta\theta_{max} < 200$ °C

La figure 4.19 présente la convergence des objectifs de l'optimisation en fonction du nombre de points sur le cycle. Les objectifs convergent rapidement vers une valeur finale. En effet, dès 3 ou 4 points sur le cycle, les quantités se rapprochent de leurs valeurs finales avec une déviation inférieure à 10 % et atteignent leurs valeurs finales respectives après 6 points sur le cycle. Ce résultat montre que le calcul du défluxage sur un nombre de points limité du cycle est suffisant pour que la machine converge vers sa géométrie optimale. De même, la figure 4.20 illustre les fronts de Pareto pour 80 °C < $\Delta\theta_{max}$ < 200 °C et pour différentes valeurs de N où nous observons que le front de solutions s'améliore lorsque le nombre de points sur le cycle augmente. À partir d'un certain nombre de poins, 8 sur la figure, les fronts de Pareto se superposent, ce qui valide qu'un nombre limité de points évalués sur le cycle est suffisant pour résoudre l'optimisation.

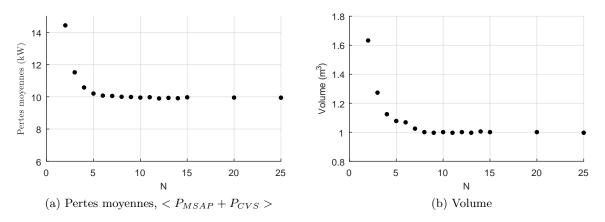


FIGURE 4.19: Étude de la convergence des objectifs en fonction du nombre de points considérés sur le cycle réduit

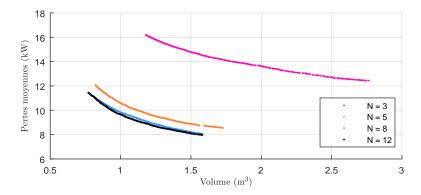


FIGURE 4.20: Comparaison des fronts de Pareto pour différentes valeurs de N avec 80 °C < $\Delta\theta_{max}=200$ °C

4.4 Résultats

La figure 4.21 résume la méthode de dimensionnement de l'ensemble {convertisseur - machine} issue des études établies précédemment dans ce chapitre. La première étape consiste à calculer la géométrie optimale de la MSAP en intégrant le minimum de points du cycle pour lesquels l'optimisation locale du courant est réalisée. Cette première étape reprend l'organisation du diagramme 4.16 et l'algorithme génétique permet la détermination des paramètres de conception optimaux. Dans un second temps, les lois de défluxage sont calculées sur l'ensemble du cycle à partir de la géométrie optimale de la MSAP. L'association de ces deux résultats permet finalement de minimiser les pertes de l'ensemble {convertisseur - machine} sur un cycle de fonctionnement. Dans la suite de cette partie, nous considérons un cycle réduit comportant 8 points. Bien qu'un cycle avec 8 points soit supérieur au cycle critique (évalué autour de 6 dans la partie précédente) qui peut converger vers la solution finale, il permettra d'assurer une marge de sûreté plus élevée dans les résultats à suivre moyennant un temps de calcul supplémentaire raisonnable.

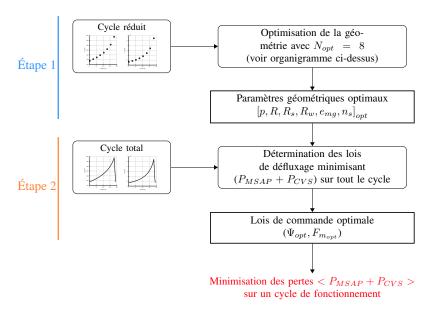


FIGURE 4.21: Méthodologie finale de calcul de l'ensemble {convertisseur - machine} - Découplage maximal de l'optimisation de la géométrie et l'optimisation de la commande

4.4.1 Comparaison des machines avec et sans prise en compte du convertisseur

Nous proposons dans un premier temps de comparer la machine obtenue par la méthode précédente avec prise en compte du convertisseur avec le résultat présenté dans la section 4.2.3 issu de l'analyse formelle des pertes de la MSAP uniquement. Les géométries de machines sont comparées côte-à-côte dans le tableau 4.8 pour un échauffement de 140 °C ainsi que les lois de commande et bilans énergétiques.

Dans la minimisation des pertes de la MSAP, rappelons que l'épaisseur d'aimant n'admet pas de valeur optimale, le résultat mène à une gamme de MSAP à réactance variable et que l'équation électrique de tenue en tension n'est pas intégrée dans l'optimisation. Par conséquent, pour permettre une comparaison pertinente des deux systèmes, on choisira pour la MSAP seule la même épaisseur d'aimant que la valeur optimale obtenue dans l'optimisation de l'ensemble et le nombre de conducteurs/pôle/encoche est fixé a posteriori pour une tension maximale de 600 V. Néanmoins, il faut noter qu'en pratique si le convertisseur n'était pas pris en compte dans le dimensionnement, des aimants suffisamment grands pour minimiser le courant seraient préférés.

L'ajout du convertisseur entraîne l'augmentation du nombre de paires de pôles ainsi que la diminution de la hauteur des encoches alors que le rayon extérieur est identique. Au niveau de la géométrie, la prise en compte du convertisseur entraîne finalement une nouvelle configuration de la géométrie interne, mais la géométrie extérieure reste identique.

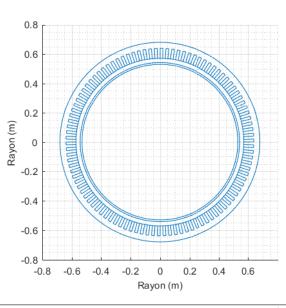
En ce qui concerne les nouvelles lois de commande, la prise en compte des pertes convertisseur affaiblit la valeur de l'angle de l'auto-pilotage par rapport au défluxage issu de la minimisation des pertes de la machine seule pour permettre l'amélioration du facteur de puissance. Comme discuté dans la partie étudiant l'influence du convertisseur sur les lois de commandes, ces résultats confirment que l'optimisation de l'ensemble mène effectivement à l'obtention d'un compromis entre Ψ et ϕ pour la réduction des pertes totales.

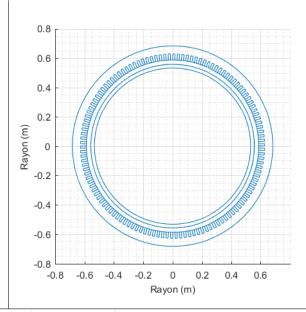
Enfin, les quantités de pertes sont comparées. Finalement l'augmentation du nombre de paires de pôles dans la machine et la reconfiguration des lois de défluxage entraînent l'augmentation des pertes fer de plus de 12 %, mais permettent la diminution des pertes cuivre. Ainsi, la quantité totale de pertes dans la MSAP reste à peu près équivalente, d'où la géométrie extérieure qui reste égale pour le même échauffement donné. Toutefois, la reconfiguration de la géométrie, l'optimisation des paramètres de la réactance $(n_c$ et $e_{mg})$, la prise en compte de la contrainte de tension et le défluxage assurent ensemble une réduction significative des pertes dans le convertisseur de 60 %. Par conséquent, les pertes totales sont réduites de 27 %.

TABLE 4.8: Comparaison de la MSAP sans et avec prise en compte du convertisseur pour $\Delta\theta_{max}=140~^{\circ}\text{C}$ et $U_{dc}=1200~\text{V}$

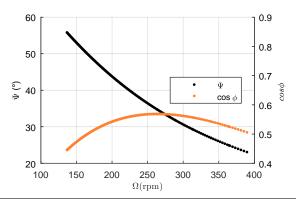
MSAP		{C	{CVS - MSAP}	
	Paramèt	res géométriques		
p	17	p	21	
R	$0.680 \mathrm{\ m}$	R	0.683 m	
R_s/R	0.84	R_s/R	0.86	
R_w/R	0.94	R_w/R	0.92	
n_c	0.52	n_c	0.72	
e	2.7 mm	e	2.7 mm	
e_{mq}	$2\mathrm{mm}$	e_{mq}	2 mm	

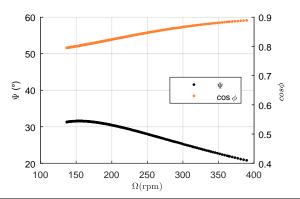
Représentation graphique du stator





Variation des lois de commande





Bilans énergétiques

$\langle P_J \rangle$	$3.22~\mathrm{kW}$
$\langle P_{mg} \rangle$	$3.75~\mathrm{kW}$
$\langle P_{msap} \rangle$	$6.97~\mathrm{kW}$
$\langle P_{cvs} \rangle$	$6.71~\mathrm{kW}$
$\langle P_{tot} \rangle$	$13.7~\mathrm{kW}$
Vol	$0.988 \mathrm{\ m^3}$

enques		
$\langle P_J \rangle$	$3.09~\mathrm{kW}$	-4.10 %
$\langle P_{mg} \rangle$	$4.21~\mathrm{kW}$	+12.3 %
$\langle P_{msap} \rangle$	$7.30~\mathrm{kW}$	+4.74 %
$\langle P_{cvs} \rangle$	$2.65~\mathrm{kW}$	-60.4 %
$\langle P_{tot} \rangle$	$9.95~\mathrm{kW}$	-27.3 %
Vol	1 m^3	+1.21 %

4.4.2 Validation rapide du modèle de l'optimisation pour $N_{opt} = 8$

Une validation rapide du processus de conception de la MSAP sur le cycle minimal dont le nombre de points est réduit à 8 est réalisée. Pour les points les plus significatifs du profil de cycle, à savoir pour la puissance minimale (t = 0 s) et la puissance maximale (t = 180 s), la quantité de couple électromagnétique ainsi que les niveaux d'induction dans les dents et la culasse du stator extraits d'une simulation 2D avec les éléments finis sont comparés aux résultats issus du modèle analytique. Le tableau 4.9 compare ces grandeurs électromagnétiques. Notons que les valeurs de C_m extraites de la simulation 2D sont des valeurs de couple moyen mesuré sur le périmètre de la MSAP et au milieu de l'entrefer. De même, les valeurs des inductions, B_d et B_c , extraites de la simulation 2D sont des valeurs moyennes calculées à la surface des dents et de la culasse. On constate que les résultats calculés par éléments finis et ceux issus de la méthode 1D sont à peu près similaires, avec de faibles variations entre les deux méthodes. En effet, la déviation maximale de 5 % sur la quantité de couple et une différence maximale allant jusqu'à 7 %sur les inductions sont suffisamment faibles pour confirmer que le modèle mathématique de la méthodologie présentée dans ce chapitre est suffisamment précis pour le calcul du circuit magnétique et ainsi valider la bonne convergence de l'optimisation vers la solution finale avec $N_{opt}=8$. La figure 4.22 donne la distribution du champ magnétique dans le stator. Le niveau

TABLE 4.9: Comparaison des inductions minimales et maximales issues du calcul analytique et de la simulation par éléments finis

d'induction dans le circuit magnétique reste globalement inférieur à 1.4 T. Ce résultat valide l'hypothèse réalisée dans le calcul analytique qui considère que le champ magnétique est contraint

au domaine linéaire.

Quantité	Min			Max		
	Modèle analyt.	Simu. 2D	$\delta_\%$	Modèle analyt.	Simu. 2D	$\delta_\%$
$C_m(kNm)$	3.73	3.54	5.09 %	27.4	28.6	4.38 %
$\hat{B}_c(\mathrm{T})$	0.205	0.190	7.31~%	0.242	0.240	0.833~%
$\hat{B}_d(\mathrm{T})$	1.18	1.10	6.78~%	1.39	1.45	4.32~%

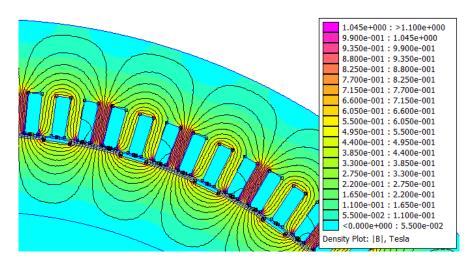


FIGURE 4.22: Distribution du champ magnétique dans le stator de la MSAP BP optimisée pour N=8 pour le point de fonctionnement de puissance maximale

4.4.3 Application au module de conversion de REMORA : Synthèse des dimensionnements des sous-systèmes BP et HP

Le tableau 4.10 synthétise les résultats issus de l'optimisation des dimensionnements pour un échauffement de 140 °C. Pour le dimensionnement de la machine HP, la méthodologie de calcul est analogue à celle développée précédemment pour la machine BP. Pour le modèle de la MSAP, les mêmes constantes rassemblées dans le tableau 4.2 sont considérées et les paramètres du convertisseur HP sont donnés dans l'annexe B.2. Le synopsis de calcul est appliqué pour un cycle réduit HP de 8 points. Les résultats de la machine BP sont donnés dans la partie précédente. Pour la machine HP, la figure 4.23 donne une représentation graphique des dimensions du stator et la figure 4.24 illustre les lois de commande optimales par défluxage du sous-système HP. On observe un défluxage moins important que pour le sous-système BP, car les pertes CVS occupent une proportion plus importante dans le bilan total. Toutefois, le rendement moyen reste supérieur à 98 % sur l'ensemble du cycle de fonctionnement. On observe à nouveau l'intérêt du dimensionnement sur cycle avec la prise en comptes des pertes CVS car le rendement maximal est atteint pour un point de fonctionnement inférieur au point de puissance maximale.

Table 4.10: Dimensionnement optimal des sous-systèmes de pompage BP et HP composant un module de conversion de REMORA

Sous-système	BP	НР	
\overline{p}	21	10	
R	0.683 m	$0.897 \mathrm{m}$	
R_s/R	0.86	0.77	
R_w/R	0.92	0.80	
n_c	0.72	0.39	
e	2.7 mm	3.6 mm	
e_{mg}	2 mm	2.4 mm	

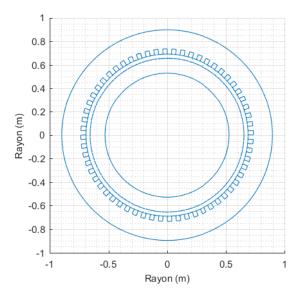


FIGURE 4.23: Représentation géométrique du stator de la machine HP pour $\Delta\theta_{max} = 140$ °C

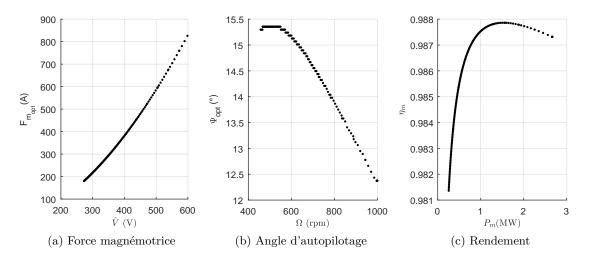


FIGURE 4.24: Lois de commande optimales du sous-système HP pour $\Delta\theta_{max} = 140$ °C

4.4.4 Validation thermique sur une charge / décharge complète d'un module de REMORA

Pour terminer l'étude des dimensionnements BP et HP, nous proposons dans cette partie d'analyser le comportement thermique des sous-systèmes sur un fonctionnement complet de REMORA. L'objectif est de valider les dimensionnements réalisés sur un cycle de fonctionnement ainsi que les hypothèses émises dans la méthodologie d'un point de vue thermique.

Pour cela, nous considérons que chacun des modules suit les étapes de fonctionnement successives suivantes :

- 1. A l'état initial, la station de stockage est entièrement vide, l'état de charge est de 0%.
- 2. La plateforme assure une charge complète des réservoirs, soit chaque module assure 167 cycles consécutifs (voir partie 3.4.3).
- 3. Après la charge complète du stockage, REMORA est à l'arrêt pendant 6 h et l'état de charge est de 100~%.
- 4. La plateforme assure ensuite une restitution complète de l'énergie électrique au réseau, les modules fonctionnement avec une vitesse de rotation inverse durant 167 cycles jusqu'à atteindre à nouveau un état de charge nul.

4.4.4.1 Analyse thermique des machines

L'élévation de température des systèmes BP et HP au cours du fonctionnement détaillé ci-dessus s'établit par résolution des équations de la chaleur respectives suivantes :

$$\begin{cases}
m_{MSAP_{BP}} c_p \frac{\delta \theta}{dt} + h S_{th_{BP}} \delta \theta = P_{MSAP_{BP}} \\
m_{MSAP_{HP}} c_p \frac{\delta \theta}{dt} + h S_{th_{HP}} \delta \theta = P_{MSAP_{HP}}
\end{cases}$$
(4.65)

avec c_p la capacité massique thermique du matériau, h le coefficient d'échange thermique et $S_{th_{BP}}$ et $S_{th_{HP}}$ les surfaces d'échange thermique des machines BP et HP. $m_{MSAP_{BP}}$ et $m_{MSAP_{HP}}$ sont les masses respectives des machines BP et HP. Le calcul de la masse d'une MSAP est détaillé dans l'annexe C.

Avec une température ambiante à l'état initial de 20 °C, la figure 4.25 donne l'évolution de la température des machines BP et HP au cours d'une charge/décharge complète de REMORA.

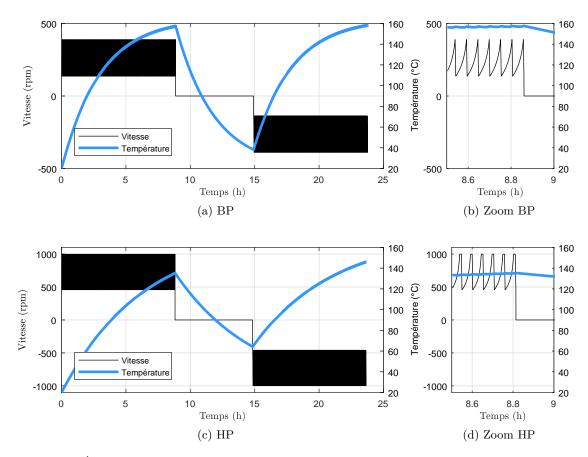


FIGURE 4.25: Évolution de la température au cours d'une charge / décharge complète de la station de stockage REMORA

Le modèle thermique considéré dans l'optimisation prend en compte une température moyenne répartie dans la MSAP pour une élévation de température de 140 °C (voir éq. (4.55)). Or, les résultats montrent que dans les deux cas, les machines n'atteignent pas ce régime permanent thermique pour lesquelles elles sont dimensionnées qui est de 160 °C avec une température initiale de 20 °C. Au vu de ces résultats, la prise en compte du régime thermique dans l'outil de calcul serait une perspective afin d'améliorer le dimensionnement de la MSAP au détriment d'un temps de calcul plus long. En effet, l'équation thermique transitoire nécessite l'ensemble de la caractéristique de fonctionnement comprenant des successions de cycles élémentaires. Toutefois, nous observons que la température tend tout de même vers la limite de régime permanent, même si la machine BP s'en rapproche davantage que la machine HP.

Par conséquent, bien que l'hypothèse de calcul réalisée dans le dimensionnement des MSAPs entraı̂ne un sur-dimensionnement thermique, le modèle thermique moyen reste une approche valable et rapide afin d'intégrer la contrainte thermique dans l'optimisation. Dans chacun des systèmes, l'écart entre la température maximale réelle et la température de dimensionnement reste effectivement faible (< 10 °C).

4.4.4.2 Analyse thermique des convertisseurs

L'objectif de l'intégration du convertisseur dans le dimensionnement de la machine est de permettre la réduction des pertes totales. Toutefois, d'un point de vue conception, le convertisseur est uniquement vu comme une contrainte dépendante des propriétés intrinsèques des semi-conducteurs qui le composent. On obtient par la suite des lois de commande optimales qui seront appliquées au convertisseur au cours des cycles de fonctionnement successifs. D'un point de vue thermique, ce fonctionnement va entraîner une élévation de température au niveau des semi-conducteurs. Or, un IGBT est défini par une température maximale admissible qui ne peut être dépassée, généralement autour de 125 °C, pour assurer un fonctionnement sain du convertisseur. Ainsi, il s'agit ici de réaliser une étude de sûreté afin de valider que les cyclages thermique des convertisseurs BP et HP au cours du temps n'entraîneront pas une dégradation des semi-composants.

Pour cela, le modèle thermique d'un module IGBT présenté sur la figure 4.26 est employé. Il est basé sur la connexion en série des impédances respectives qui composent les trois couches d'un module IGBT soit les puces IGBT et diode, le boîtier et le système de refroidissement.

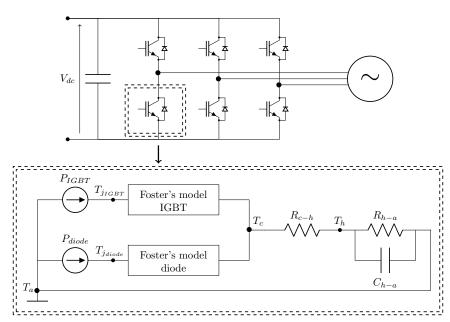


FIGURE 4.26: Modèle thermique du convertisseur de puissance

À partir d'une température ambiante, T_a , les pertes dans chacun des semi-conducteurs du convertisseur (voir éqs. (4.38) à (4.42)) entraînent une élévation des températures internes, notées $T_{j_{IGBT}}$ et $T_{j_{diode}}$. Compte tenu des sollicitations des semi-conducteurs, le comportement thermique des semi-conducteurs est décrit par le modèle transitoire de Foster, figure 4.27. Il est basé sur la connexion en série d'impédances RC parallèle et rend compte de l'interpolation à l'ordre 4 du comportement thermique dynamique du composant donné par le constructeur. Ensuite, la diode et l'IGBT sont connectés ensemble au boîtier qui est défini par la température T_c . R_{c-h} est la résistance équivalente entre le boîtier et le dissipateur, donnée séparément dans les données constructeur de l'IGBT (R_{c-h_i}) et de la diode (R_{c-h_d}) . Elle s'écrit :

$$R_{c-h} = \frac{R_{c-h_i} R_{c-h_d}}{R_{c-h_i} + R_{c-h_d}} \tag{4.66}$$

Enfin, T_h donne la température au niveau du dissipateur thermique. Le modèle thermique du dissipateur est également un circuit RC parallèle. La résistance R_{h-a} est dimensionnée pour

dissiper suffisamment de chaleur de telle sorte que $T_{j_{IGBT}}$ et $T_{j_{diode}}$ ne dépassent pas la température maximale autorisée. La valeur de la capacité C_{h-a} est calculée à partir de la constante de temps de la technique de refroidissement utilisée dans le radiateur. Compte tenu de la puissance impliquée dans cette application, nous considérerons un dissipateur de chaleur à convection forcée avec une constante de temps d'environ 100 s [113]. Les modules IGBTs composants les convertisseurs LP et HP sont fournis par ABB et les valeurs des différents paramètres du modèle thermique sont données dans l'annexe B.

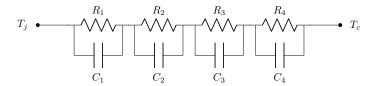
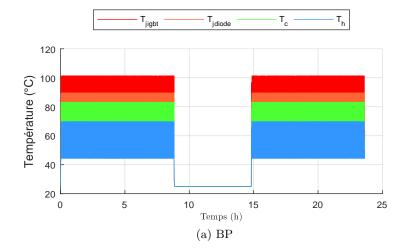
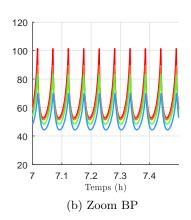


FIGURE 4.27: Modèle de Foster décrivant le comportement thermique dynamique du semiconducteur considéré

Appliqué au même fonctionnement que précédemment (1 charge complète, 6h d'arrêt puis 1 décharge complète), la figure 4.27 donne l'évolution des températures au niveau des différentes parties d'un module IGBT composant le convertisseur BP puis le convertisseur HP. Selon les fiches techniques des composants, une température de jonction maximale de 125 °C est acceptée. Ensuite, en considérant $T_a = 25$ °C, le dissipateur de chaleur est dimensionné pour permettre une évacuation de la chaleur de 100 °C en régime permanent.

Nous observons tout d'abord que ni le premier ni le second IGBT n'atteignent la température maximale, garantissant bien un fonctionnement sain des deux convertisseurs durant le fonctionnement complet de la station REMORA. Pour l'IGBT BP, une marge de 19 % de la température par rapport à la température maximale admissible est relevée. Une marge plus faible est mesurée sur l'IGBT HP soit 3,8 %, mais reste cependant inférieure. Enfin, l'analyse thermique des IGBT BP et HP montre que les fluctuations cycliques de la puissance dans cette application sont favorables au comportement thermique des semi-conducteurs qui n'atteint pas un régime stationnaire où les IGBTs seraient soumis à la température maximale observée durant des heures de fonctionnement. Notons que ces résultats sont fortement dépendants des propriétés de l'IGBT considéré et que dans cette configuration-ci ces résultats soulignent que le fonctionnement uniquement en régime transitoire des IGBTs permettrait par la suite d'envisager une réduction du dimensionnement des convertisseurs de puissance voire un gain sur le coût de l'installation.





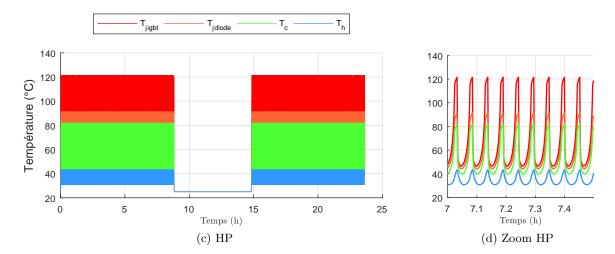


FIGURE 4.27: Évolution de la température d'un module IGBT au cours d'une charge / décharge complète de la station de stockage REMORA

Conclusion du chapitre

Les études réalisées dans ce chapitre proposaient un dimensionnement optimisé des sousensembles {convertisseur - machine} des étages BP et HP sur leurs cycles de fonctionnement respectifs. Les études sont basées sur une optimisation de la MSAP par minimisation des pertes à partir d'une approche de conception sur cycle développé au laboratoire. À partir de la MSAP obtenue, nous avons étudié l'influence du convertisseur sur l'optimisation des paramètres géométriques de la MSAP ainsi que sur les lois de défluxage pour la minimisation des pertes de l'ensemble de la chaîne de conversion. Les résultats obtenus ont mis en évidence l'intérêt de prendre en compte les pertes du convertisseur directement dans l'optimisation de la géométrie de la MSAP.

Or, dès lors que les pertes du convertisseur sont intégrées dans le calcul, le degré de complexité du problème accroît et la résolution rapide par l'analyse formelle devient impossible. D'un autre côté, la résolution purement heuristique avec prise en compte du cycle de fonctionnement complet exige un temps de calcul trop long. Ainsi, nous avons proposé de réduire le cycle de fonctionnement à quelques points afin de restreindre le temps de calcul. Pour cela, une étude sur la convergence des résultats montrent que l'évaluation des lois de défluxage sur 6 points uniformément répartis sur le cycle est suffisant pour estimer les pertes moyennes et mener à l'optimisation de la géométrie de la machine.

En comparant les dimensionnements obtenus avec et sans prise en compte du convertisseur, il est souligné que prendre en compte le convertisseur dans la conception de la MSAP n'influe pas sur la géométrie externe de la machine, mais entraîne une reconfiguration de sa géométrie interne. Ce nouvel arrangement au sein de la MSAP permet finalement de trouver le compromis optimal entre l'angle de défluxage et l'angle du facteur de puissance afin de minimiser l'ensemble des pertes du système {convertisseur - machine}.

Chapitre 5

Commande et mise en œuvre d'un module de conversion de REMORA

Sommaire						
5.1		Synthèse de l'étude des performances d'un module de conversion électropneumatique				
	5.1.1	Modélisation de la conversion électromécanique et de son schéma de commande				
		5.1.1.1 Modélisation du module de conversion dans le repère de Park . 110 5.1.1.2 Schéma de contrôle vectoriel en vitesse de la MSAP 113				
	5.1.2	Validation de la régulation de vitesse au BEP d'un module de conversion 115 5.1.2.1 Synthèse du modèle de simulation globale				
		5.1.2.2 Étude et analyse de la régulation de vitesse à l'aide de correcteurs PI classique				
		5.1.2.3 Régulation optimale de la vitesse				
		5.1.2.4 Du point de vue des pompes hydrauliques				
5.2		dation expérimentale par émulation du système de compression 124				
	5.2.1	Présentation du banc d'essai expérimental				
5.2.2		Commande de l'émulateur				
		5.2.2.1 Mise à l'échelle réduite du système réel 125				
		5.2.2.2 Schéma de contrôle				
	5.2.3	Résultats expérimentaux				
5.3	Pris	e en compte du défluxage dans la structure de commande pour				
	la m	inimisation des pertes du module				
	5.3.1	Écriture des pertes dans le domaine de Park				
	5.3.2	Contrôle du défluxage dans la structure de régulation				
	5.3.3	Résultats de simulation				

Introduction

Dans le chapitre 3, les stratégies de contrôle-commande au BEP permettent d'optimiser le rendement de la chaîne de conversion de l'arbre mécanique jusqu'à l'air comprimé. À partir des profils obtenus, le chapitre 4 permet le dimensionnement des sous-systèmes électromécaniques qui optimisent les performances intrinsèques des équipements électriques (convertisseur et machine) en tenant compte du cahier des charges mécanique défini par les équations au BEP.

Ce chapitre propose de rassembler les deux parties de la conversion électropneumatique étudiées dans les deux chapitres précédents au travers de l'étude complète d'un module de conversion soit : la modélisation, la commande et la mise en œuvre expérimentale. Il a pour but dans un premier temps de valider les lois de vitesse à partir d'un schéma de régulation vectorielle classique défini au préalable. Ensuite, la mise en place d'un banc d'essai expérimental basé sur l'émulation du système de pompage permettra de valider les lois de régulation de vitesse en fonctionnement cyclique. Enfin, une amélioration du schéma de contrôle du modèle sera discutée afin de générer automatiquement les lois de commande locales du courant qui permettent de réduire les pertes du système électrique.

5.1 Synthèse de l'étude des performances d'un module de conversion électropneumatique

À partir de la modélisation du module de conversion complet, la conception d'un simulateur numérique a pour but d'élaborer des lois de commande en vitesse qui permettront d'assurer les performances du module au BEP.

5.1.1 Modélisation de la conversion électromécanique et de son schéma de commande

Cette étude s'intéresse en premier lieu à la modélisation de la conversion électromécanique. Pour cela, afin d'éviter des temps de calcul trop élevés, nous travaillerons à partir des modèles moyens des convertisseurs statiques de l'électronique de puissance. Contrairement à un modèle topologique variable où le pas de calcul doit être bien inférieur à la période de commutation, un modèle moyen rend compte du comportement du système moyenné sur une période de commutation. L'intérêt est de limiter la simulation à un pas de calcul plus élevé, et ainsi de réduire le temps de la simulation. Ces modèles sont largement employés pour la modélisation des systèmes multi physiques où chaque système physique possède sa propre échelle de temps et souvent pour des durées de simulation longues. La mise en œuvre de ces modèles est rappelée ci-dessous et détaillée dans les références [114, 115].

5.1.1.1 Modélisation du module de conversion dans le repère de Park

a) Modèle du convertisseur à MLI

Le convertisseur de tension à MLI est représenté sur la figure 5.1 en fonctionnement onduleur. Les IGBTs sont supposés parfaits. L'utilisation des onduleurs de tension permet la réversibilité en courant donc la même topologie et les mêmes équations sont valables lorsque le module fonctionne en mode production d'énergie où l'onduleur opère comme un redresseur.

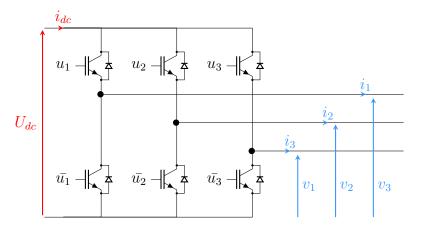


FIGURE 5.1: Schéma de l'onduleur de tension à MLI

 u_i et \bar{u}_i , avec $i=1,\ 2$ ou 3, représentent les fonctions de commutation réciproques qui pilotent chaque bras de l'onduleur. Lorsque l'interrupteur du haut est fermé, $u_i=1$. Par réciprocité, l'interrupteur du bas est ouvert pour éviter un court-circuit dans un bras, soit $\bar{u}_i=0$. Inversement, lorsque l'interrupteur du haut est ouvert, $u_1=0$, celui du bas doit être fermé soit $\bar{u}_i=1$.

Dans cette configuration, les tensions de sortie sur les trois bras de l'onduleur s'écrivent en fonction de la tension du bus DC, U_{dc} , et des fonctions de commutation selon l'équation suivante :

$$\begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{pmatrix} = \frac{U_{dc}}{3} \begin{pmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{pmatrix}$$
 (5.1)

De même, le courant côté DC, i_{dc} , se calcule à partir des fonctions de commutation et des courants dans les trois phases tel que :

$$i_{dc} = \begin{pmatrix} u_1 & u_2 & u_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_1 \\ i_2 \\ i_3 \end{pmatrix}$$
 (5.2)

Pour travailler à partir des grandeurs moyennes, l'hypothèse émise considère que les fonctions moyennes de commutation sur une période de découpage, T_{sw} , sont directement les fonctions modulantes de la MLI. En notant m_i les fonctions de commutation moyennes, cette hypothèse se traduit par l'équation suivante [114]:

$$m_i \approx \frac{1}{T_{sw}} \int_0^{T_{sw}} u_i \ dt \tag{5.3}$$

Ainsi, avec V_i et I_i les valeurs moyennes des tensions et courants triphasés, le modèle moyen du convertisseur est :

$$\begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{pmatrix} = \frac{U_{dc}}{3} \begin{pmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_3 \end{pmatrix}$$
 (5.4)

$$I_{dc} = \begin{pmatrix} m_1 & m_2 & m_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \end{pmatrix}$$
 (5.5)

Pour la suite de la modélisation, on adoptera la représentation du modèle moyen dans le repère tournant (d,q) selon les transformées de Park qui conservent la puissance. Les matrices de changement de repère sont les suivantes :

$$X_{abc \to dq} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{pmatrix} \cos(\omega_e t) & \cos(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\omega_e t) & -\sin(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) \end{pmatrix}$$
(5.6)

$$X_{dq \to abc} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{pmatrix} \cos(\omega_e t) & -\sin(\omega_e t) \\ \cos(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}) \\ \cos(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) & -\sin(\omega_e t - \frac{4\pi}{3}) \end{pmatrix}$$
(5.7)

 ω_e est la vitesse électrique définie telle que $\omega_e = p\Omega$.

En appliquant les équations (5.6) et (5.7) aux équations (5.4) et (5.5), le modèle de l'onduleur dans le repère (d,q) est :

$$\begin{pmatrix} V_d \\ V_q \end{pmatrix} = U_{dc} \begin{pmatrix} m_d \\ m_q \end{pmatrix}$$
(5.8)

$$I_{dc} = \begin{pmatrix} m_d & m_q \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_d \\ I_q \end{pmatrix} \tag{5.9}$$

b) Équations de la machine synchrone

Le modèle et l'obtention des différentes grandeurs à partir de la géométrie de la machine sont développés précédemment dans la partie 4.1. Les équations électriques de la MSAP dans le repère de Park se synthétisent sous la forme du système suivant :

$$\begin{pmatrix}
\frac{dI_d}{dt} \\
\frac{dI_q}{dt}
\end{pmatrix} = \frac{1}{\mathcal{L}_s} \begin{bmatrix} V_d \\ V_q \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \mathcal{R}_s & -\omega_e \mathcal{L}_s \\ \omega_e \mathcal{L}_s & \mathcal{R}_s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_d \\ I_q \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 \\ \omega_e \sqrt{3}\Phi_0 \end{pmatrix} \end{bmatrix}$$
(5.10)

Le couple électromagnétique de la machine s'écrit :

$$C_m = \sqrt{3}p\Phi_0 I_q \tag{5.11}$$

Enfin, l'équation mécanique d'une MSAP est rappelée ici :

$$J\frac{d\Omega}{dt} + f_m\Omega = C_m - C_p \tag{5.12}$$

J est définie comme étant l'inertie totale telle que $J = J_m + J_p$.

La figure 5.2 représente le schéma fonctionnel basé sur le modèle moyen de l'ensemble {convertisseur à MLI - MSAP} dans le repère de Park.

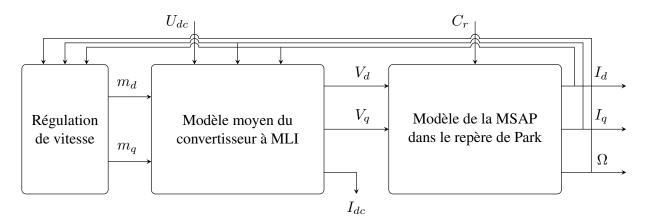


FIGURE 5.2: Modélisation du convertisseur et de la MSAP dans le repère de Park

5.1.1.2 Schéma de contrôle vectoriel en vitesse de la MSAP

Le principe de l'asservissement en vitesse représenté sur le schéma global (fig. 5.2) est détaillé sur la figure 5.3. Il se compose d'une boucle interne qui contrôle les courants statoriques dans le repère (d,q) et d'une boucle externe d'asservissement en vitesse sur l'axe q.

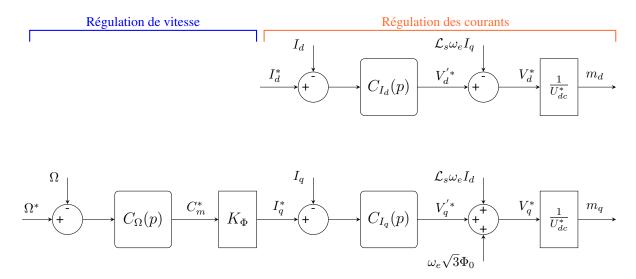


FIGURE 5.3: Schéma de la régulation de vitesse par contrôle vectoriel dans le domaine de Park

a) Boucle interne de régulation des courants

Les boucles de courant sur les axes d et q permettent de déterminer les signaux de commande de la MLI à envoyer au convertisseur. Pour cela, le calcul des correcteurs linéaires, $C_{I_d}(p)$ et $C_{I_q}(p)$, doit tenir compte du modèle découplé des équations électriques du système (éq. (5.10)).

Les tensions découplées, V'_d et V'_q , sont définies dans les équations ci-dessous :

$$\begin{cases} V'_d = \mathcal{R}_s I_d + \mathcal{L}_s \frac{dI_d}{dt} \\ V'_q = \mathcal{R}_s I_q + \mathcal{L}_s \frac{dI_q}{dt} \end{cases}$$

$$(5.13)$$

telles que :

$$\begin{cases} V_d = V_d' - \mathcal{L}_s \omega_e I_q \\ V_q = V_q' + \mathcal{L}_s \omega_e I_d + \omega_e \sqrt{3} \Phi_0 \end{cases}$$
 (5.14)

 $F_{bo_{I_d}}(p)$ et $F_{bo_{I_q}}(p)$ désignent les fonctions de transfert à corriger des courants respectifs sur les axes d et q :

$$F_{bo_{I_d}}(p) = F_{bo_{I_q}}(p) = \frac{1/\mathcal{R}_s}{1 + \mathcal{L}_s/\mathcal{R}_s p}$$
 (5.15)

Les correcteurs $C_{I_d}(p)$ et $C_{I_q}(p)$ sont des correcteurs PI classiques de type :

$$C_{I_d}(p) = C_{I_q}(p) = K_i \frac{1 + \tau_i p}{\tau_i p}$$
 (5.16)

Les paramètres, K_i et τ_i , sont calculés à partir de la dynamique souhaitée en boucle fermée par identification de la fonction de transfert en boucle fermée (éq. (5.17)) à la forme canonique classique d'ordre 2.

$$\frac{I_d(p)}{I_d^*(p)} = \frac{I_q(p)}{I_q^*(p)} = \frac{1 + \tau_i p}{1 + \tau_i \left(\frac{K_i + \mathcal{R}_s}{K_i}\right) p + \frac{\tau_i \mathcal{L}_s}{K_i} p^2}$$
(5.17)

En considérant ξ_i le coefficient d'amortissement de la boucle de courant et ω_{0_i} la bande passante souhaitée, les paramètres des correcteurs s'écrivent :

$$\begin{cases}
K_i = 2\xi_i \omega_{0_i} \mathcal{L}_s - \mathcal{R}_s \\
\tau_i = \frac{2\xi_i}{\omega_{0_i}} - \frac{\mathcal{R}_s}{\omega_{0_i}^2 \mathcal{L}_s}
\end{cases}$$
(5.18)

La consigne de courant sur l'axe q est l'image du couple électromagnétique que l'on souhaite appliquer à la MSAP. Avec $K_{\Phi} = \frac{1}{\sqrt{3p\Phi_0}}$:

$$I_q^* = K_{\Phi} C_m^* \tag{5.19}$$

La consigne de courant sur l'axe d pourra prendre les deux valeurs suivantes selon le schéma de contrôle appliqué soit :

- $I_d = 0$ avec $\Psi = 0$: la machine est pilotée à couple maximal;
- $I_d \neq 0$ avec $\Psi = \Psi_{opt}$: la machine est pilotée par minimisation des pertes électriques.

Enfin, les termes de découplage sont finalement ajoutés pour obtenir les tensions de référence, V_d^* et V_q^* , et le terme $\frac{1}{U_{dc}^*}$ permet d'établir les fonctions modulantes m_d et m_q .

b) Boucle externe de régulation de vitesse

À partir d'une vitesse de rotation de consigne et de la mesure de la vitesse actuelle, la régulation de vitesse est assurée par le correcteur $C_{\Omega}(p)$ (éq. (5.21)) et produit en sortie la référence de couple électromagnétique.

L'expression de la fonction en boucle ouverte à réguler dans le domaine de Laplace s'établit à partir de l'équation de la transmission mécanique rappelée dans l'équation (5.12) et s'écrit :

$$F_{bo_{\Omega}}(p) = \frac{1/f_m}{1 + J/f_m p} \tag{5.20}$$

$$C_{\Omega}(p) = K_v \frac{1 + \tau_v p}{\tau_v p} \tag{5.21}$$

Avec les deux équations précédentes, le système corrigé en boucle fermée devient :

$$\frac{\Omega(p)}{\Omega^*(p)} = \frac{1 + \tau_v p}{1 + \tau_v \left(\frac{K_v + f_m}{K_v}\right) p + \frac{\tau_v J}{K_v} p^2}$$

$$(5.22)$$

Par identification du dénominateur avec la forme canonique d'ordre 2 et en considérant ξ_v le coefficient d'amortissement de la boucle de vitesse et ω_{0_v} la bande passante, les paramètres de $C_{\Omega}(p)$ sont :

$$\begin{cases}
K_v = 2\xi_v \omega_{0_v} J - f_m \\
\tau_v = \frac{2\xi_v}{\omega_{0_v}} - \frac{f_m}{\omega_{0_v}^2 J}
\end{cases}$$
(5.23)

5.1.2 Validation de la régulation de vitesse au BEP d'un module de conversion

5.1.2.1 Synthèse du modèle de simulation globale

La figure 5.4 schématise la structure du modèle global du module du réseau électrique jusqu'à la compression d'air. Les modèles précédents ainsi que les équations de la transmission mécanique définies dans le chapitre 3 sont intégrés ensemble. Ainsi, le schéma global du modèle inclut les éléments suivants :

- le modèle moyen de l'ensemble {convertisseur MSAP} de chaque sous-système BP et HP qui rassemble le modèle détaillé présenté sur la figure 5.2. Chacun possède indépendamment les fonctions modulantes m_d et m_q comme entrées et Ω comme grandeur de sortie. Les deux sous-ensembles partagent le même bus DC. Ils fournissent ensemble le courant total transité sur le bus DC, I_{dc} .
- le modèle de la transmission mécanique développé dans la partie 3.3.1 comportant les pompes, les vannes et l'ensemble des chambres de compression.
- le schéma de régulation vectorielle détaillé sur la figure 5.3 appliquée à chaque sous-système qui permet de réguler les vitesses Ω_{BP} et Ω_{HP} par rapport à leurs références, Ω_{BP}^* et Ω_{HP}^* .
- le contrôle-commande au BEP qui génère les consignes de vitesse optimale.

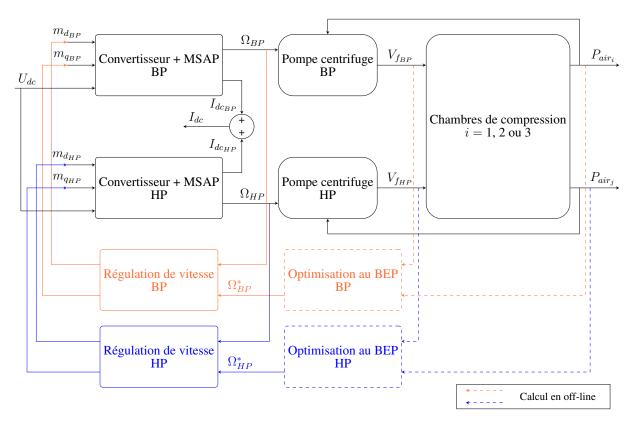


FIGURE 5.4: Représentation de la modélisation globale d'un module de conversion du réseau électrique jusqu'à l'air comprimé

Les consignes de vitesse sont générées au préalable par l'algorithme de supervision qui calcule les vitesses de rotation optimales par optimisation des systèmes de pompage au BEP. Ces boucles de régulation sont effectuées en amont du schéma de régulation de vitesse. En effet, nous avons mis en évidence le caractère déterministe du système de compression. De plus, dans cette étude, nous faisons l'hypothèse que le module de conversion fonctionne parfaitement, c'est-à-dire qu'on ne prend pas en compte des aléas et défaillances au cours du temps. Par conséquent, il est possible de déterminer à l'avance les lois de commande au BEP, soit "off-line" vis-à-vis de la régulation dynamique de la vitesse.

Pour la simulation du module, l'ensemble des paramètres du modèle électrique sont rassemblées dans le tableau 5.1 et sont issus du dimensionnement des sous-systèmes (voir tab. 4.10). Les paramètres de la transmission mécanique sont les mêmes que précédemment (voir tab. 3.3). De plus, étant donné que l'étude est limitée à un seul module de conversion, nous faisons l'hypothèse pour le moment que le module est alimenté par une source DC parfaitement régulée en tension et de capacité infinie telle que $U_{dc} = 1200 \text{ V}$.

Table 5.1: Paramètres du modèle électrique du module de conversion de REMORA

Sous-système	BP	HP
Φ_0	0.36 Wb	0.246 Wb
\mathcal{R}_s	$5.6~\mathrm{m}\Omega$	$1.2~\mathrm{m}\Omega$
\mathcal{L}_s	0.186 mH	0.399 mH

Le fonctionnement spécifique du système entraı̂ne une relation directe entre le rendement et la vitesse de rotation. Ainsi, les performances de régulation de vitesse influent directement sur le rendement énergétique. Il s'agit donc ici d'évaluer les performances de régulation des vitesses Ω_{BP} et Ω_{HP} à partir de la synthèse des régulateurs de vitesse tels qu'ils sont définis dans les équations (5.21) à (5.23).

5.1.2.2 Étude et analyse de la régulation de vitesse à l'aide de correcteurs PI classique

Le schéma vectoriel de la figure 5.3 contrôlé classiquement par maximisation du couple, soit avec $I_{d_{BP}^*} = I_{d_{HP}^*} = 0$, est tout d'abord simulé.

Pour la synthèse des correcteurs de courant à l'aide de l'équation (5.18) des machines BP et HP, on choisira les paramètres de performance en boucle fermée tels que :

$$\begin{cases} \xi_{i_{BP}} = \xi_{i_{HP}} = 0.7 \\ \omega_{0_{i_{BP}}} = \frac{3}{T_{r_{i_{BP}}}} \\ \omega_{0_{i_{HP}}} = \frac{3}{T_{r_{i_{HP}}}} \end{cases}$$
(5.24)

avec:

$$\begin{cases}
T_{r_{i_{BP}}} = \frac{1}{10} \frac{\mathcal{L}_{s_{BP}}}{\mathcal{R}_{s_{BP}}} \\
T_{r_{i_{HP}}} = \frac{1}{10} \frac{\mathcal{L}_{s_{HP}}}{\mathcal{R}_{s_{HP}}}
\end{cases}$$
(5.25)

De même, les paramètres K_v et τ_v sont calculés à l'aide de l'équation (5.23) avec les paramètres suivants :

$$\begin{cases} \xi_{v_{BP}} = \xi_{v_{HP}} = 0.7 \\ \omega_{0_{v_{BP}}} = \frac{3}{T_{r_{v_{BP}}}} \\ \omega_{0_{v_{HP}}} = \frac{3}{T_{r_{v_{HP}}}} \end{cases}$$
 (5.26)

avec:

$$\begin{cases}
T_{r_{v_{BP}}} = \frac{1}{50} \frac{J_{BP}}{f_{m_{BP}}} \\
T_{r_{v_{HP}}} = \frac{1}{50} \frac{J_{HP}}{f_{m_{HP}}}
\end{cases}$$
(5.27)

Les performances de la stratégie de commande proposée sont évaluées sur un cycle de fonctionnement en mode stockage. La figure 5.5 illustre l'évolution de la réponse temporelle de la vitesse du sous-système BP tout au long du cycle. Sur le fonctionnement cyclique, on distinguera les performances sur deux phases : la phase "active" durant laquelle a lieu la compression d'air (entre 0 et 180 s) et par conséquent la conversion énergétique au BEP puis la phase de transition (de 180 s à 190 s) durant laquelle le système retourne dans sa configuration initiale où aucune conversion énergétique n'a lieu puisqu'il s'agit de la commutation.

La régulation par correction classique PI répond aux attentes de bonne régulation. Le résultat de la figure 5.5 met en évidence les bonnes performances du régulateur durant le cycle de compression (de 0 à 180 s) vis-à-vis de la poursuite de consigne et de la robustesse où l'erreur de suivi reste inférieure à 2 %. Toutefois, on observe que le régulateur peine à poursuivre la vitesse de référence durant la transition, car l'erreur de vitesse augmente jusqu'à plus de 20 %. Cependant, dans la mesure où aucune conversion énergétique n'a lieu durant la commutation, l'écart de vitesse durant la remise à l'état initial n'a pas d'influence sur les performances énergétiques de la compression. On ne tiendra donc pas rigueur de l'écart de suivi de vitesse durant les phases de transitions, de plus que la discontinuité entre les deux portions de courbes entraîne une perturbation brutale et par conséquent un écart de vitesse supplémentaire par rapport à la consigne.

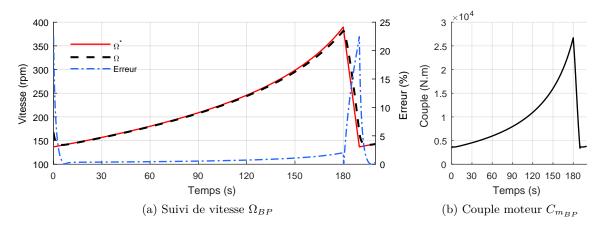


FIGURE 5.5: Régulation de vitesse au BEP du sous-système BP

La figure 5.6 donne l'évolution des grandeurs électriques sur les axes d et q au cours d'un cycle de compression. Les courants sont illustrés sur la figure 5.6a où on observe que le courant $I_{d_{BP}}$ est bien maintenu à zéro et que le courant $I_{q_{BP}}$ suit sa référence. La figure 5.6b donne les composantes de la tension ainsi que la valeur maximale de la tension. Compte tenu de la variation de vitesse vis-à-vis de la référence, la contrôlabilité du système est assurée sur l'entièrement du cycle de compression, car celle-ci n'excède pas la tension maximale admissible, qui est de $U_{dc}/2 = 600 \text{ V}$.

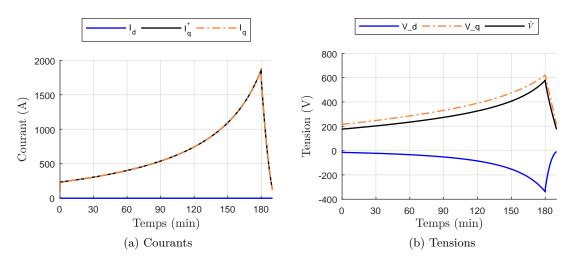


FIGURE 5.6: Évolution des grandeurs électriques de la MSAP BP au cours d'un cycle de compression

Analysons à présent la conséquence de l'erreur de suivi de vitesse sur les performances au BEP de la pompe. On note \mathcal{E}_{η_p} l'écart relatif entre le rendement théorique au BEP pour lequel sont calculées les consignes de vitesse et le rendement réel et \mathcal{E}_{Ω} l'écart relatif entre la consigne de vitesse et la vitesse réelle. En considérant les équations au BEP (3.15) à (3.17) dans celle du rendement de la pompe (éq. (3.3)), la puissance hydraulique au BEP dépend de Ω^3 . De même, la puissance mécanique au BEP ne dépend uniquement que de la variable Ω^3 . Ainsi, on peut facilement établir par propagation des erreurs que \mathcal{E}_{η_p} est 6 fois proportionnelle à \mathcal{E}_{Ω} :

$$\mathcal{E}_{\eta_p} \propto 6 \ \mathcal{E}_{\Omega}$$
 (5.28)

Finalement, bien que les performances du régulateur de vitesse prises indépendamment du fonctionnement du système complet peuvent être jugées largement satisfaisantes vis-à-vis de la simplicité et du coût de mise en œuvre d'un correcteur PI classique, l'équation (5.28) met en évidence un lien direct entre la vitesse et le rendement. Ainsi, une erreur de vitesse maximale de 2% comme observée sur la figure 5.5 peut entraîner jusqu'à 12% d'écart sur la valeur de rendement de la pompe par rapport au rendement attendu au BEP.

Le même constat est réalisé ci-dessous pour la régulation de la vitesse du sous-système HP. La figure 5.7 illustre l'évolution de la réponse temporelle de la vitesse Ω_{HP} au cours d'un cycle de fonctionnement. On constate que l'erreur maximale atteinte pendant la durée de compression est de 4 %, et entraı̂nera une déviation de plus de 24 % sur le rendement de la pompe HP.

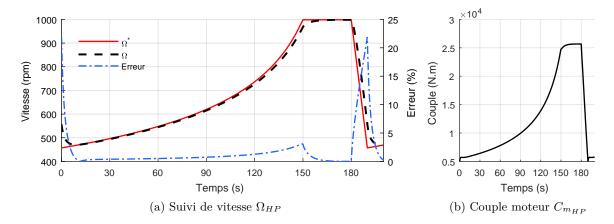


FIGURE 5.7: Régulation de vitesse au BEP du sous-système HP

La figure 5.8 donne l'évolution des grandeurs électriques sur les axes d et q au cours d'un cycle de compression. Comme précédemment, on peut observer sur la figure 5.8a que le courant I_{dHP} est bien maintenu à zéro et que le courant I_{qHP} suit sa référence. De même, la contrôlabilité du système est assurée sur l'entièrement du cycle de compression, car celle-ci n'excède pas la tension maximale admissible de 600 V (fig. 5.8b).

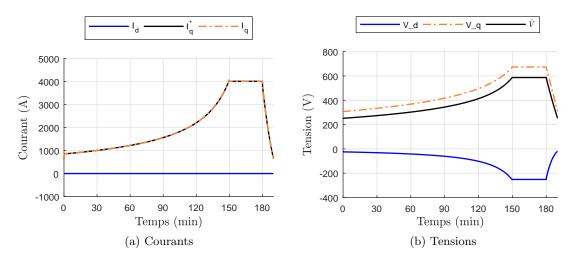


FIGURE 5.8: Évolution des grandeurs électriques de la MSAP HP au cours d'un cycle de compression

5.1.2.3 Régulation optimale de la vitesse

Pour améliorer la régulation, nous avons proposé dans la référence [116] de synthétiser un régulateur de type RST. Celui-ci a l'avantage d'avoir un degré de liberté supplémentaire lors du calcul des polynômes et permet de gérer indépendant la poursuite de consigne et le rejet de perturbation. Cette structure de régulation permet d'améliorer la précision et la robustesse de la régulation de vitesse. Or, un correcteur RST classique s'apparente finalement à un PI et il existe toujours une erreur non nulle qui dégrade le rendement hydraulique au cours d'un cycle de fonctionnement.

La régulation précédente à l'aide d'un PI met en évidence une erreur de poursuite non nulle qui augmente au fur et à mesure du temps de compression.

En effet, à titre d'exemple sur le sous-système BP, à partir des équations précédentes, on peut écrire l'erreur de consigne, $\mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(p)$, dans le domaine de Laplace telle que :

$$\mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(p) = \frac{1}{1 + K_{v_{BP}} \frac{1 + \tau_{v_{BP}} p}{\tau_{v_{BP}} p} \frac{1 / f_{m_{BP}}}{1 + J_{BP} / f_{m_{BP}} p}} \Omega_{BP}^{*}(p)$$
(5.29)

On peut observer sur la figure 5.5 que la consigne de vitesse s'apparente fortement à une parabole dont la forme serait $\Omega_{BP}^*(t) = \Omega_0 t^2$ soit dans le domaine de Laplace :

$$\Omega_{BP}^*(p) = \frac{\Omega_0}{p^3} \tag{5.30}$$

Ainsi à partir de l'équation (5.30), l'erreur de poursuite quand $t \to +\infty$ se calcule selon le théorème de la valeur finale tel que :

$$\lim_{t \to +\infty} \mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(t) = \lim_{p \to 0} p \, \mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(p) = \infty \tag{5.31}$$

Ce calcul permet de justifier l'erreur de poursuite avec la correction en PI, car l'écart tend vers l'infini, c'est-à-dire qu'elle tend à augmenter sur toute la durée du cycle. Dans la cas où nous souhaitons annuler l'erreur de poursuite, il existe le théorème de duplication suffisante explicité dans [117] qui propose d'ajouter autant d'intégrateurs dans la boucle de régulation que le degré de la consigne pour améliorer les performances et annuler l'erreur de poursuite. Par exemple, en considérant une vitesse de consigne de la forme :

$$\Omega_{BP}^*(p) = \Omega_0/p^{\lambda} \tag{5.32}$$

Avec λ l'ordre de la consigne, le régulateur $C_{v_{BP}}(p)$ prendra la forme suivante :

$$C(p) = K_{v_{BP}} \left(\frac{1 + \tau_{v_{BP}} p}{\tau_{v_{BP}} p} \right)^{\lambda}$$

$$(5.33)$$

Ainsi, pour notre système BP, le calcul d'erreur pour différents ordres du régulateur mène au résultat :

$$\begin{cases} si \ \lambda = 1: & \lim_{t \to +\infty} \mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(t) = \infty \\ si \ \lambda = 2: & \lim_{t \to +\infty} \mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(t) = \frac{\Omega_0 f_{m_{BP}} \tau_{v_{BP}}^2}{K_{v_{BP}}} \\ si \ \lambda = 3: & \lim_{t \to +\infty} \mathcal{E}_{\Omega_{BP}}(t) = 0 \end{cases}$$

Pour illustrer ces calculs, la régulation de la vitesse BP est simulée sur la figure 5.9 pour $\lambda=1,\ 2$ et 3.

Lorsque $\lambda = 1$, cela revient au PI classique où on observe une erreur de poursuite croissante

augmentant jusqu'à 2 %. C'est le même résultat que celui établi précédemment. L'ajout d'un intégrateur dans le correcteur permet de diminuer considérablement l'erreur. En zoomant sur l'erreur (fig. (5.9b)), on observe un écart constant d'une valeur de 0.2 %. Enfin, l'ajout d'un autre intégrateur réduit encore l'erreur par 2. En effet, on mesure une erreur maximale de l'ordre de 0.1 %. Toutefois, au vu des résultats ci-dessus, notons que l'erreur devrait s'annuler complètement pour $\lambda=3$ or il existe une erreur résiduelle. On observe finalement l'effet de la perturbation de couple mécanique sur la régulation de vitesse, mais cela reste négligeable.

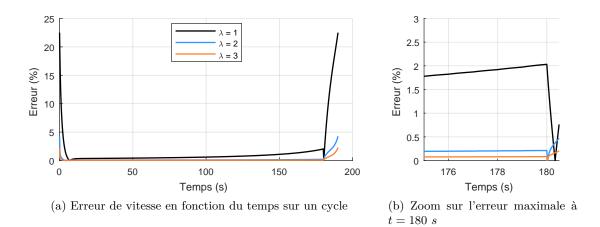


FIGURE 5.9: Comparaison de l'erreur de poursuite de la vitesse $\Omega_{BP}(t)$ pour $\lambda = 1, 2$ et 3

Finalement, l'augmentation de l'ordre du correcteur permet de corriger facilement l'erreur de poursuite de vitesse. Toutefois, l'inconvénient majeur dans la synthèse du correcteur est le placement de pôles. En effet, avec la forme du correcteur proposé, il n'y a que deux degrés de liberté pour toute valeur de λ , soit K_v et τ_v . Dans ce cas, seuls deux pôles conjugués sont fixés et les autres sont libres ; cela peut donc induire des pôles instables, de plus que l'ajout de chaque intégrateur entraine un décalage supplémentaire de la phase du système de 90 °. Il faut alors s'assurer de la stabilité et de la robustesse du système.

La figure 5.10 montre le lieu des pôles de la fonction de transfert en boucle fermée pour $\lambda=1,\ 2$ et 3. L'augmentation de l'ordre du correcteur entraı̂ne un décalage des pôles vers la droite, mais reste stable pour les trois valeurs de λ considérées.

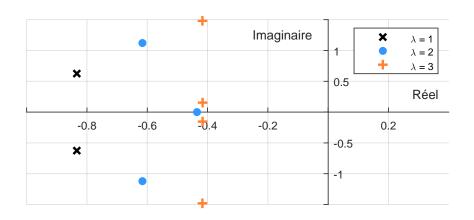


FIGURE 5.10: Comparaison du lieu des pôles du sous-système BP pour $\lambda = 1, 2$ et 3

En résumé, étant donné le profil de vitesse parabolique qu'on souhaite réguler, l'ajout d'intégrateurs dans la régulation diminue l'erreur de poursuite sans dégrader la stabilité et la précision du système. Théoriquement, il faut donc 3 intégrateurs dans le correcteur pour annuler l'écart. Or, en pratique, l'implantation d'un correcteur spécifique entraine un surcoût important au niveau du dispositif de commande. Ainsi, la version la plus simple du correcteur est toujours préférée. Dans le cas de la régulation au BEP des pompes hydrauliques, on pourra considérer comme acceptable une erreur maximale de +/-1 %. Le correcteur PI avec $\lambda=2$ est suffisant pour assurer la régulation de vitesse dans la suite des travaux.

La figure 5.11a illustre l'erreur de suivi de la vitesse HP pour $\lambda=2$ ainsi que le lieu des pôles correspondant. De même que pour le sous-système BP, l'ajout d'un intégrateur dans le régulateur $C_{v_{HP}}(p)$ permet de réduire la quasi-entièreté de l'erreur de suivi de vitesse. En parallèle, le lieu des pôles, figure 5.11b, permet de valider la stabilité du système.

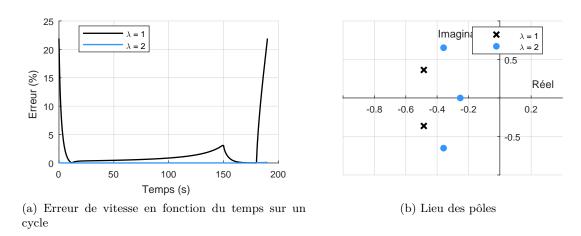


FIGURE 5.11: Validation de la régulation de $\Omega_{HP}(t)$ avec $\lambda = 2$

Enfin, le dernier test pour valider la régulation de vitesse consiste à étudier l'influence de la variation de l'inertie sur la stabilité du système. En effet, par souci de simplicité et de manque d'informations, nous avons émis l'hypothèse dans le chapitre 3 que seuls les termes inertiels mécaniques sont pris en compte dans la modélisation. Dans ce cadre, la modélisation dynamique de la conversion hydropneumatique est uniquement représentée par l'inertie des pompes à vide, J_p . Or, en réalité, la variation de débit d'eau et la pression entrainent une variation dynamique de la charge hydraulique. Ces termes inertiels supplémentaires influent finalement sur l'inertie J_p qui risque de varier dans le temps en fonction de la charge hydraulique. Même si des outils de calcul ne nous permettent pas de quantifier simplement cette variation avec exactitude, une étude paramétrique sur J_p nous permettra de qualifier la sensibilité de l'inertie sur la régulation de vitesse et sur la stabilité du système.

À partir du correcteur synthétisé ci-dessus, la figure 5.12 donne le lieu des pôles pour une inertie à +/- 50 % de J_{BP} . Une inertie inférieure à la valeur dimensionnante pour le régulateur rend le système plus stable alors qu'une augmentation de l'inertie diminue la marge de stabilité. Toutefois, on observe que le système arrive en limite de stabilité à partir d'une inertie 5 fois supérieure à J_{BP} . Ainsi, si l'inertie hydraulique augmente au cours du cycle, le résultat montre que la stabilité du système est conservée pour une large plage de variation de l'inertie, sachant qu'il est peu probable que la dynamique hydraulique cause une sur pondération de 5 fois l'inertie à vide et par conséquent des instabilités dans le système.

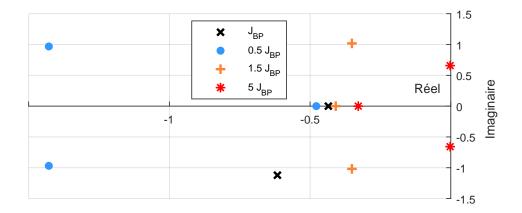


FIGURE 5.12: Étude du lieu des pôles pour différentes valeurs de J_{BP}

La même conclusion est établie pour le système HP dont les lieux des pôles pour différentes valeurs de J_{HP} sont représentés sur la figure ci-dessous.

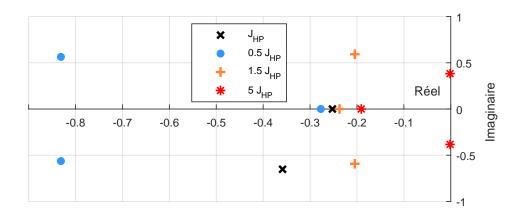


FIGURE 5.13: Étude du lieu des pôles pour différentes valeurs de J_{HP}

5.1.2.4 Du point de vue des pompes hydrauliques

Les performances de conversion mécanique et hydraulique des deux pompes à l'issue de leur régulation de vitesse respective sont comparées avec les performances théoriques souhaitées au BEP (fig. 5.14).

Les figures 5.14a et 5.14b illustrent respectivement les caractéristiques statiques mécaniques et hydrauliques de la pompe BP et les figures 5.14c et 5.14d les caractéristiques statiques de la pompe HP. Les points de fonctionnement réels sont proches des fonctions BEP théoriques. Pour les deux pompes, les écarts maximums entre les courbes théoriques et réelles sont limités à moins de 1 %, le maximum étant atteint pour les zones de fonctionnement le plus faible en puissance. Finalement, ces résultats montrent que les structures de régulation vues ci-dessus soumettent effectivement le fonctionnement dynamique des deux sous-systèmes le long de leurs courbes de fonctionnement optimales.

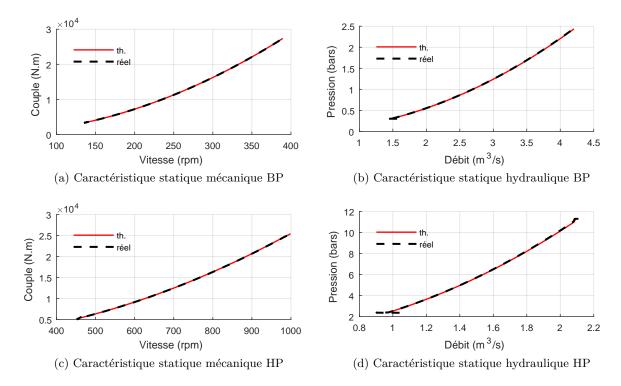


FIGURE 5.14: Comparaison des performances au BEP théoriques et réelles des pompes BP et HP

5.2 Validation expérimentale par émulation du système de compression

L'élaboration expérimentale de la chaîne de conversion complète pour la compression d'air est complexe à mettre en œuvre. En effet, elle nécessiterait les infrastructures nécessaires permettant le pompage de l'eau ainsi qu'un réservoir spécifique pour le stockage de l'air comprimé. Or, dans le cadre de nos travaux, l'objectif de l'expérimentation est de valider le bon fonctionnement de la transmission mécanique entre les équipements électriques et le mécanisme de piston liquide. Par conséquent, la technique d'émulation de systèmes physiques peut être employée afin de reproduire le comportement du piston liquide; elle est largement employée pour l'émulation des systèmes d'EnR de toute sorte [118–120].

Cette partie s'intéresse à la mise en œuvre de l'émulateur du système de pompage à l'aide d'un autre système physique simple à mettre en pratique. Celui-ci sera alors commandé de manière à ce qu'il se comporte au plus proche du système réel afin de valider les performances de la régulation de vitesse au BEP établie ci-dessus.

5.2.1 Présentation du banc d'essai expérimental

Le banc de test dont la description est donnée sur la figure 5.15 comporte une partie hardware qui rassemble tous les composants de puissance de l'installation et d'une partie software qui assure la structure de contrôle.

La chaîne de puissance se décompose en deux parties distinctes :

— la partie côté source : une MSAP permet l'entraînement à vitesse variable de la charge au travers de la commande de l'onduleur de tension triphasée. Un codeur incrémental permet l'acquisition de la vitesse de rotation.

— la partie côté charge : l'arbre de rotation est connecté à une Machine à Courant Continu (MCC). Celle-ci fonctionne en génératrice et débite sur une charge RC au travers d'un convertisseur DC/DC. Pilotée en couple, cette partie forme une charge contrôlable.

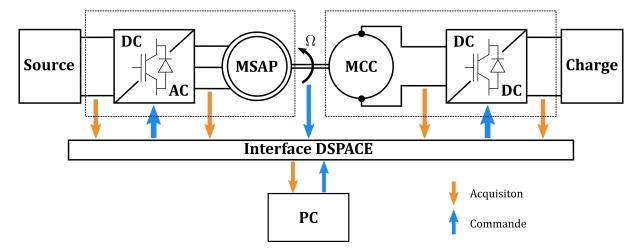


Figure 5.15: Description du banc d'essai expérimental

Une carte de commande, ici il s'agit d'une carte DSPACE, assure l'interface entre la partie puissance et le PC. Elle permet l'acquisition de la mesure des différentes grandeurs vers le PC où est implanté le schéma de commande et restitue en retour les signaux de commande vers les convertisseurs de puissance. Enfin, des cartes d'adaptation de signaux sont positionnées entre la carte de commande et les convertisseurs afin d'élever le niveau de tension des signaux sortant de l'interface (adaptation 5V - 15V).

La représentation physique de chacun de ces éléments est montrée sur la photographie du banc de test, figure 5.16. Les paramètres du banc d'essai sont rassemblés dans l'annexe D.

5.2.2 Commande de l'émulateur

5.2.2.1 Mise à l'échelle réduite du système réel

Le banc de test présenté ci-dessus nous permettra de tester les lois de vitesse d'une des MSAPs d'un module. Pour cela, la partie MSAP du banc est identique au système réel et sera commandée avec le même profil de vitesse cyclique. Le système de pompage dont le fonctionnement est restreint au BEP sera représenté par un couple résistant. Le convertisseur DC/DC est piloté en couple pour émuler le système de pompage au niveau de la transmission mécanique. Toutefois, nous disposons d'un banc de test à faible puissance (de l'ordre de quelques kW) donc des lois d'adaptation de l'inertie doivent être appliquées au cycle réel afin de déterminer le cycle de fonctionnement à échelle réduite qui garantit les mêmes propriétés inertielles que le système réel. La similitude entre les masses tournantes réelles et réduites s'écrit selon l'équation (5.34) [84] où les grandeurs du système à pleine échelle sont notées $X_{\text{réel}}$ et les grandeurs du dispositif expérimental sont sous la forme $X_{\text{expé}}$.

$$\frac{J_{\text{r\'eel}}\Omega_{\text{r\'eel}}^2}{P_{m_{\text{r\'eel}}}} = \frac{J_{\text{exp\'e}}\Omega_{\text{exp\'e}}^2}{P_{m_{\text{exp\'e}}}}$$
(5.34)

Ainsi, on déterminera la puissance nominale du banc et le cycle de vitesse réduite afin de garantir l'égalité ci-dessus. Elle permet de définir les constantes suivantes :

$$\begin{cases} y = \frac{\Omega_{\text{r\'el}}}{\Omega_{\text{exp\'e}}} \\ z = \frac{P_{m_{\text{r\'el}}}}{P_{m_{\text{exp\'e}}}} \end{cases}$$
 (5.35)

Contraint au BEP, nous avons vu que le couple de la pompe est assimilable à la loi suivante (voir partie 3.4.1.3):

$$C_p = k_{C_{p_{BEP}}} \Omega^2 \tag{5.36}$$

avec $k_{C_{p_{BEP}}}$ le coefficient de similitude hydraulique du couple le long de la ligne BEP. En intégrant les coefficients de l'équation (5.35) dans l'expression précédente, le couple de charge du système émulé s'écrit :

$$C_{p_{\text{exp\'e}}} = \frac{y^4 k_{C_{p_{BEP}}} \Omega_{\text{exp\'e}}^2}{z} \Omega_{\text{exp\'e}}^2$$

$$= K_{BEP} \Omega_{\text{exp\'e}}^2$$
(5.37)

$$=K_{BEP}\Omega_{\rm exp\acute{e}}^{2} \tag{5.38}$$

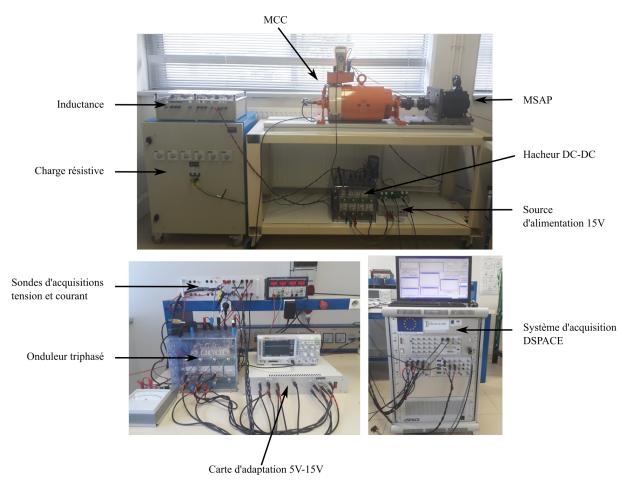


FIGURE 5.16: Photo du banc d'essai expérimental

5.2.2.2Schéma de contrôle

La structure de commande du banc de test est donnée sur la figure 5.17. Le schéma de contrôle de la vitesse de la MSAP est identique à celui présenté dans la partie précédente et intègre les matrices de changement de repère entre le schéma de commande et l'acquisition/envoi de signaux. Côté MCC, l'acquisition de la vitesse permet de déterminer la consigne de couple de la MCC telle que $C_{mcc}^* = K_{BEP}\Omega^2$. Ensuite, cette consigne de couple se traduit par la référence du courant circulant dans la MCC, notée I_{mcc}^* , selon l'équation suivante :

$$I_{mcc}^* = \frac{1}{k_{\Phi_{mcc}}} C_{mcc}^* \tag{5.39}$$

avec $k_{\Phi_{mcc}}$ qui représente le coefficient de couple de la MCC.

Un correcteur de type PI permet la régulation de ce courant. En sortie, la tension de référence, V_{mcc}^* , est envoyée à la MLI où l'acquisition de la tension aux bornes de la charge, V_{RC} , permet de déterminer le rapport cyclique, α_{mcc} (éq. (5.40)), et de générer les signaux de commutation à envoyer sur les IGBTs.

$$\alpha_{mcc} = \frac{V_{mcc}^*}{V_{RC}} \tag{5.40}$$

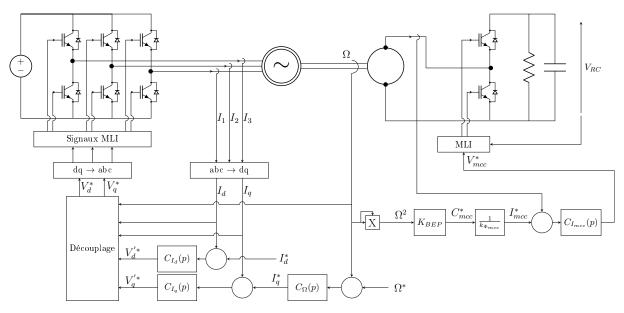
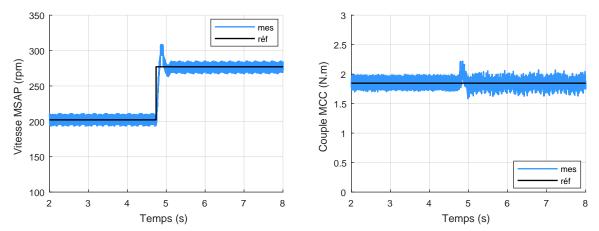


FIGURE 5.17: Schéma de la structure de commande de l'émulateur

5.2.3 Résultats expérimentaux

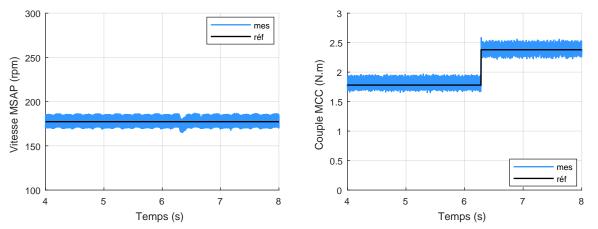
Les résultats suivants permettent tout d'abord de valider le bon fonctionnement des régulations. La figure 5.18 montre le suivi de consigne suite à un échelon de vitesse dans le cas où la charge est maintenue constante. La vitesse suit bien sa référence et répond à l'échelon avec des performances satisfaisantes soit un dépassement observé de l'ordre de 7 % et un temps de réponse inférieur à 10 ms.

De même, la figure 5.19 teste le rejet de perturbation. Un échelon de couple est appliqué à la MCC alors que la vitesse est maintenue constante. On observe également les bonnes performances de la régulation, qui rejette bien les perturbations. En effet, l'influence de l'échelon de couple sur la régulation de vitesse reste faible.



(a) Réponse de la vitesse à un échelon de vitesse de(b) Couple résistant en fonction du temps soumis à une consigne constante

FIGURE 5.18: Validation du suivi de la vitesse



(a) Réponse de la vitesse soumise à une consigne de vi-(b) Réponse du couple de la MCC suite à un échelon de tesse constante

FIGURE 5.19: Validation du rejet de perturbation

Le fonctionnement du sous-système BP est à présent testé à puissance réduite. Les figures ci-dessous donnent les performances de régulation de la vitesse BP avec le sous-système de pompage BP émulé par le couple de la MCC.

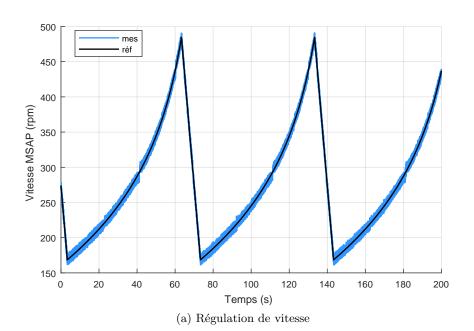
Sur la figure 5.20a, le profil de vitesse de référence et la vitesse mesurée sont comparés au cours de 3 cycles de fonctionnement successifs. La figure 5.20b illustre l'évolution des courants mesurés sur les axes d et q par rapport à leurs consignes et enfin la régulation du couple de la MCC est donnée sur la figure 5.19c.

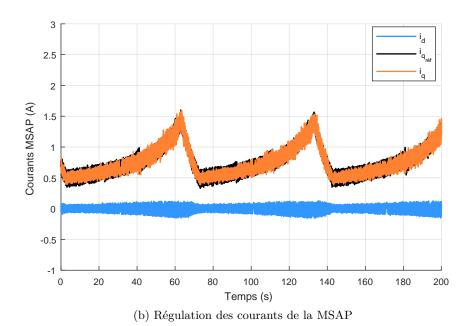
La vitesse suit bien le profil de vitesse cyclique avec précision. De même pour le couple de la MCC, celui-ci suit correctement sa consigne. En conséquence de ce couple résistant, la MSAP développe un courant sur l'axe q non nul, dont le profil est représentatif du couple électromagnétique de la MSAP.

Toutefois, conformément aux études sur la régulation de vitesse établies précédemment, on devrait observer un retard du suivi de vitesse avec l'utilisation d'un PI simple. Cependant,

étant donné que le banc d'essai utilisé est réexploité et n'a pas été conçu spécifiquement pour cette application, les plages de fonctionnement de la vitesse et du courant de la MCC ont dû être réduites au cours des essais expérimentaux afin que le banc puisse opérer correctement. Par conséquent, compte tenu de la faible inertie du banc et du facteur d'échelle du couple qui n'est plus strictement respecté, la régulation de vitesse ne rend pas exactement compte des performances du système BP.

Néanmoins, ces premiers essais expérimentaux valident tout de même le principe général du mécanisme de piston liquide cyclique dont le fonctionnement est contraint aux points BEP pour la compression d'air comprimé efficace. La conception d'un banc spécifique à l'application devra être envisagée pour permettre l'émulation du comportement réel du système physique.





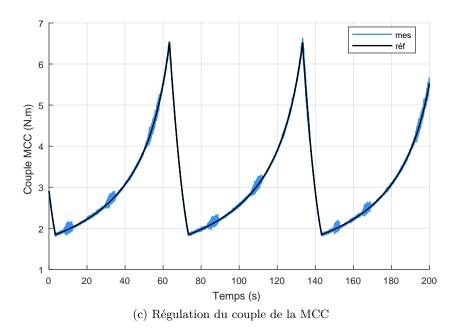


FIGURE 5.19: Résultats expérimentaux de l'émulation du sous-système BP

5.3 Prise en compte du défluxage dans la structure de commande pour la minimisation des pertes du module

Le chapitre précédent proposait le dimensionnement des sous-systèmes électriques minimisant les pertes grâce à la commande par défluxage des machines. L'objectif final de la modélisation consiste alors à intégrer la commande rapprochée qui minimise les pertes en ligne par action sur le courant de l'axe d. Pour intégrer le calcul du défluxage dans le modèle de Park proposé ci-dessus, il est nécessaire de réécrire le modèle de la MSAP ainsi que ses pertes en fonction des variables dans le plan (d,q). Le développement et l'intégration d'un algorithme minimisant les pertes dans le la structure de commande sera discutée. Enfin, la simulation finale du module de conversion complet et optimal par rapport à l'efficacité énergétique conclura cette étude.

5.3.1 Écriture des pertes dans le domaine de Park

Le modèle conventionnel de la MSAP prend en compte les pertes Joules au travers de la résistance statorique, \mathcal{R}_s , mais ne prend pas en compte les pertes fer. La littérature propose un modèle électrique de la MSAP plus élaborée afin de considérer l'ensemble des pertes de la MSAP sous forme de résistances électriques. Par la définition de la résistance \mathcal{R}_f qui rend compte des pertes fer de la MSAP, le nouveau modèle électrique de la MSAP sur les axes d et q est représenté en accord avec les circuits suivants [93, 121, 122]:

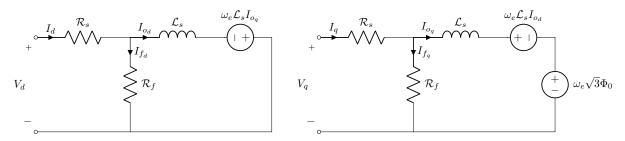


FIGURE 5.20: Modèle électrique de la MSAP dans le repère de Park avec prise en compte de la résistance fer

Avec (I_{f_d}, I_{f_q}) les composantes du courant traversant la résistance des pertes fer et (I_{0_d}, I_{0_q}) les composantes du courant magnétisant, ou courant utile dans la MSAP, les composantes de la tension et du courant sur les axes d et q sont données par les équations suivantes :

$$\begin{cases}
V_d = \mathcal{R}_s I_d + \mathcal{L}_s \frac{dI_{o_d}}{dt} - \omega_e \mathcal{L}_s I_{o_q} \\
V_q = \mathcal{R}_s I_q + \mathcal{L}_s \frac{dI_{o_q}}{dt} + \omega_e \mathcal{L}_s I_{o_d} + \omega_e \sqrt{3}\Phi_0 \\
I_d = I_{f_d} + I_{0_d} \\
I_q = I_{f_q} + I_{0_q}
\end{cases} (5.41)$$

Grâce aux équations de passage du courant données en (4.31), les pertes cuivre (éq. (4.15)) s'écrivent dans le repère de Park telles que :

$$P_J = \mathcal{R}_s(I_{0_d}^2 + I_{0_q}^2) \tag{5.42}$$

Quant aux pertes magnétiques, la représentation électrique permet d'écrire celles-ci comme suit :

$$P_{mg} = \mathcal{R}_f (I_{f_d}^2 + I_{f_q}^2) \tag{5.43}$$

Or, l'expression des pertes fer proposée en (4.29) ne permet pas d'obtenir l'expression de la résistance \mathcal{R}_f par analogie directe avec l'expression dans le repère de Park ci-dessus. Toutefois, en remplaçant les courants I_{f_d} et I_{f_q} par leurs expressions établies en régime permanent données en (5.45), P_{mg} s'écrit en fonction des courants I_{0_d} et I_{0_q} :

$$P_{mg} = \frac{\omega_e^2}{\mathcal{R}_f} \left((\mathcal{L}_s I_{0_q})^2 + (\sqrt{3}\Phi_0 + \mathcal{L}_s I_{o_d})^2 \right)$$
 (5.44)

avec:

$$\begin{cases}
I_{f_d} = -\frac{\omega_e \mathcal{L}_s I_{0q}}{\mathcal{R}_f} \\
I_{f_q} = \frac{\omega_e \sqrt{3} \Phi_0 + \omega_e \mathcal{L}_s I_{0d}}{\mathcal{R}_f}
\end{cases}$$
(5.45)

En injectant les équations (4.6) à (4.8) et (4.10) dans l'équation (5.44), les pertes fer deviennent :

$$P_{mg} = \frac{\omega_e^2}{\mathcal{R}_f} \delta \left(\hat{B}_f^2 + u^2 F_m^2 - 2u \hat{B}_f F_m \sin \Psi \right)$$
 (5.46)

$$=\frac{\omega_e^2}{\mathcal{R}_f}\delta\hat{B}_r^2\tag{5.47}$$

Le paramètre géométrique γ est donné dans l'expression (4.47) et δ est défini tel que :

$$\delta = \left(\sqrt{\frac{3}{2}} 4n_c R_s L\right)^2 \tag{5.48}$$

Par identification avec l'expression (4.29), on peut établir l'expression de la résistance \mathcal{R}_f en fonction des paramètres géométriques de la machine et de la vitesse Ω . \mathcal{R}_f s'écrit :

$$\mathcal{R}_f = \frac{\delta}{\gamma} \frac{p\Omega}{k_{hu} + k_{ec} p\Omega} \tag{5.49}$$

Pour simplifier les calculs suivants, on fera l'hypothèse que les courants dans la résistance fer sont faibles devant les courants utiles de la machine soit $I_{f_d} << I_{0_d}$ et $I_{f_q} << I_{0_q}$. Ainsi les pertes de la MSAP s'écrivent en fonction des courants I_d et I_q et de la vitesse Ω telles que :

$$P_{MSAP} = \mathcal{R}_s(I_d^2 + I_q^2) + \frac{1}{\mathcal{R}_f} \left((\mathcal{L}_s p\Omega I_q)^2 + (\omega_e \sqrt{3}\Phi_0 + \mathcal{L}_s p\Omega I_d)^2 \right)$$
 (5.50)

Concernant les pertes convertisseur, les équations (4.31), (4.34), (4.37) injectées dans le modèle des pertes convertisseur (éqs. (4.38) à (4.42)) permettent également de les écrire en fonction des courants I_d et I_q ainsi que de la vitesse Ω :

$$P_{CVS} = f(I_d, I_q, \Omega) \tag{5.51}$$

L'expression étant complexe, elle ne sera pas donnée ici. Le développement des équations citées ci-dessus permet de la retrouver aisément.

5.3.2 Contrôle du défluxage dans la structure de régulation

À partir de la modélisation dans le repère de Park proposée, l'objectif de cette partie est d'ajouter au schéma de contrôle en vitesse un algorithme qui permet de générer automatiquement la consigne du courant sur l'axe d par minimisation des pertes en ligne.

De nombreuses techniques existent dans la littérature. Si la résolution le permet, le calcul analytique exact des courants de référence est la méthode la plus rapide et la plus simple à mettre en œuvre. Dans ce cas, le courant I_q est calculé à partir de la consigne de couple et l'algorithme de défluxage est limité à l'équation directe qui donne le courant I_d en fonction de I_q^* et de Ω [110, 123]. Cette méthode convient lorsque seul le défluxage par minimisation des pertes de la MSAP est requis.

Or, dans la plupart des applications, l'élaboration des consignes de courant prend en compte les zones de limites de fonctionnement en tension et en courant lorsque soit la tension soit le courant excède la limite autorisée (fig. 5.21). Dans ce cas, les lois de défluxage doivent être calculées pour maintenir la tension ou le niveau de courant maximal et l'algorithme général est réalisé par résolution numérique algébrique [111, 124–126].

Enfin, en vue de l'intégration temps-réel du calcul des lois de défluxage, la résolution numérique possède un temps de calcul trop élevé. Ainsi, une pré optimisation des lois de commande de références sur une large plage de fonctionnement de la machine est réalisée en amont. Les résultats sont ensuite intégrés à la structure de contrôle à l'aide de tableaux dynamiques ou Look-Up Tables [127].

Dans notre cas, nous souhaitons prendre en compte les pertes du convertisseur dans le défluxage de la machine. Ainsi, compte tenu des équations, l'approche de calcul direct du courant I_d n'est pas réalisable. Un algorithme de résolution numérique des équations analytiques permettra de déterminer les lois de commande.

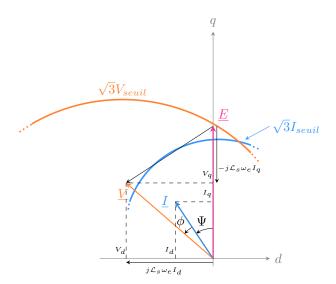


FIGURE 5.21: Illustration du diagramme des tensions dans le repère (d,q) pour l'optimisation du courant I_d

À partir de la mesure de Ω et de la consigne de couple soit de I_q^* , il consiste à trouver I_d^* tel que :

$$\begin{cases}
I_d^* \to \min\left(P_J(\Omega, I_q^*, I_d^*) + P_{mg}(\Omega, I_q^*, I_d^*) + P_{CVS}(\Omega, I_q^*, I_d^*)\right) \\
\sqrt{V_d^2 + V_q^2} &= \sqrt{\frac{3}{2}} \hat{V} \le \sqrt{3} V_{seuil} \\
\sqrt{I_d^2 + I_q^2} &= \sqrt{\frac{3}{2}} \hat{I} \le \sqrt{3} I_{seuil}
\end{cases}$$
(5.52)

La limite de tension, V_{seuil} , correspond à la tension maximale admissible selon la valeur du bus DC soit $V_{seuil} = \frac{U_{dc}}{2\sqrt{2}}$. Quant au courant limite I_{seuil} , il correspond au courant maximal admissible par les IGBTs.

La figure 5.22 présente le schéma de contrôle vectoriel amélioré avec le calcul du courant sur l'axe d qui remplace le schéma de la figure 5.3 dans le schéma fonctionnel de l'ensemble {convertisseur - MSAP} (fig. 5.2).

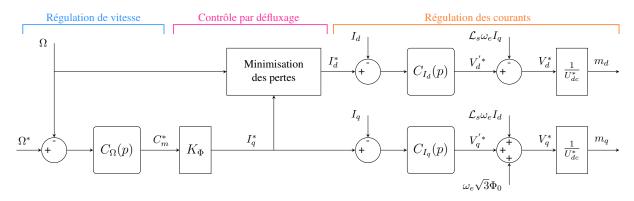


FIGURE 5.22: Contrôle vectoriel de la régulation de vitesse avec minimisation des pertes en ligne par défluxage de la machine

5.3.3 Résultats de simulation

Les deux figures suivantes donnent les résultats du contrôle à l'issue de la simulation du module de conversion de REMORA sur plusieurs cycles de fonctionnement. La figure 5.23 illustre l'évolution des différentes grandeurs du sous-système BP et la figure 5.24 celle des grandeurs du sous-système HP. Nous retiendrons les résultats suivants :

- Les figures 5.23a, 5.23b, 5.24a et 5.24b montrent les régulations de vitesse respective BP et HP. Celles-ci ont été discutées et validées dans la partie 5.1.2, on ne reviendra donc pas sur les performances de la régulation. Toutefois, il est intéressant de noter que l'ajout de l'algorithme qui génère automatiquement le courant I_d^* n'induit pas un retard dans la boucle de régulation et par conséquent n'altère pas les performances de poursuite de vitesse.
- Les composantes du courant de la machine BP, $I_{d_{BP}}$ et $I_{q_{BP}}$, figure 5.23c, reflètent la commande par défluxage qui induit un courant différent de zéro sur l'axe d. L'amplitude de $I_{d_{BP}}$ reste très faible devant celle de $I_{q_{BP}}$, ce qui montre que l'optimum qui minimise les pertes est obtenu pour un défluxage faible. L'amplitude du courant dans le repère triphasé, ou \hat{I}_{BP} , est illustrée sur la figure 5.23d. Compte tenu de la valeur critique du courant supporté par les IGBTs considéré dans le dimensionnement qui est de 1600 Å (voir Annexe B), celle-ci est bien respectée tout le long du cycle.
 - La même analyse s'applique aux courants circulant dans la machine HP, figures 5.24c et 5.24d, où on observe que le courant sur l'axe d est bien différent de zéro, mais reste toutefois faible. Les IGBTs HP possèdent un seuil de courant de 3600 A qui n'est pas atteint donc le système fonctionne en régime de défluxage optimal tout au long de la simulation.
- Les composantes de la tension aux bornes de la MSAP BP, $V_{d_{BP}}$ et $V_{q_{BP}}$, ainsi que $V_{d_{HP}}$ et $V_{q_{HP}}$, sont illustrées sur les figures 5.23e et 5.24e. Les amplitudes de la tension dans le repère triphasé correspondantes sont données dans les figures 5.23f et 5.24f. Dans les deux systèmes, la tension est bien répartie sur les deux axes de sorte que la tension maximale n'excède pas la tension maximale admissible qui est de 600 V. Il est important de noter que ces résultats permettent de valider le bon fonctionnement de l'algorithme de minimisation des pertes. En effet, les machines simulées ici sont celles issues de l'optimisation. Or, le dimensionnement conduit à des machines où $\hat{V} \leq U_{dc/2}$ avec $\hat{V}_{max} = U_{dc/2}$ au point de puissance maximale. On retrouve bien ce résultat à l'issue de la simulation où on observe que les tensions maximales BP et HP sont proches de 600 V. Ainsi, les consignes de courant sont calculées conformément aux résultats attendus.

Enfin, il est intéressant de relever que dans le cas d'une commande classique à couple maximal, c'est la variable I_d qui est représentative de la commande de la machine et reflète le couple de référence. Lorsque les machines sont pilotées pour minimiser les pertes, il s'agit d'une commande en puissance et c'est la tension V_d qui la grandeur de commandabilité de la MSAP et qui reflète la consigne de puissance nécessaire.

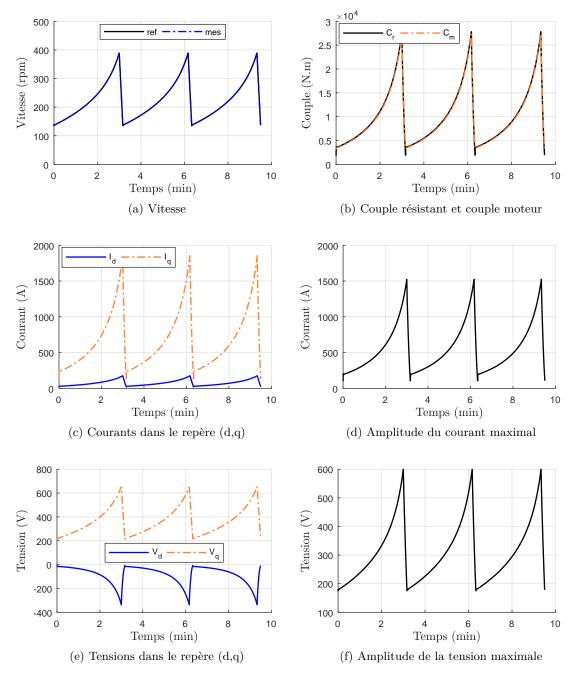


FIGURE 5.23: Résultats de simulation du sous-système BP avec prise en compte des lois de défluxage

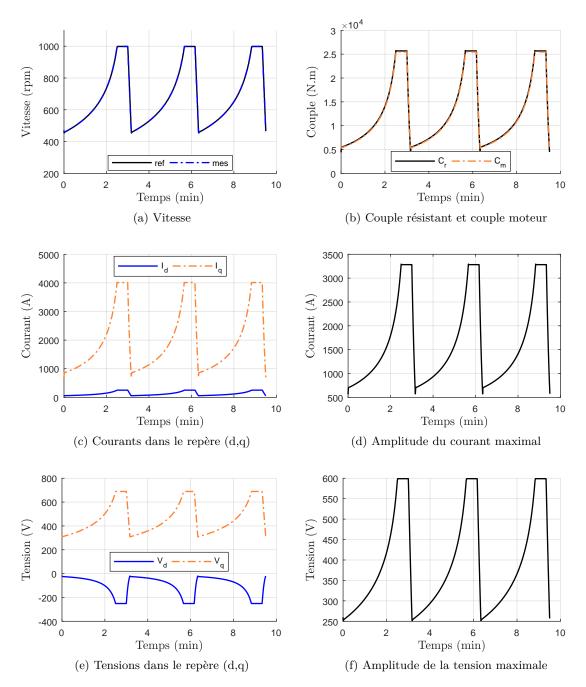


FIGURE 5.24: Résultats de simulation du sous-système HP avec prise en compte des lois de défluxage

Conclusion du chapitre

Ce chapitre proposait de synthétiser les études réalisées précédemment soit la mise en œuvre des lois de commandes ainsi que le dimensionnement des sous-systèmes électriques et d'étudier le fonctionnement global du module optimal. La modélisation puis la simulation ont permis de développer les lois de commande nécessaire au fonctionnement efficace du module de conversion. Il a été établi que l'efficacité du module est sensible aux écarts de régulation ainsi une régulation de vitesse précise est requise dans cette application. Ensuite, un banc d'essai expérimental a fait l'objet d'une validation du principe de compression de l'air cyclique au BEP. Finalement, la structure optimale de la commande compte les lois de défluxage des MSAPs qui génèrent automatiquement la consigne du courant sur l'axe d, minimisant ainsi les pertes du système.

La simulation finale a montré que le fonctionnement optimal du module conduit à des échanges de puissance très fluctuantes. Dans la mesure où la plateforme de stockage comporte un certain nombre de modules en parallèle (ici on en considérera 10), la contrainte de puissance variable sur chacun des modules est un défi majeur pour l'intégration électrique des modules entre eux puis pour l'intégration dans un réseau externe.

Chapitre 6

Étude de l'interconnexion des modules en vue de l'élaboration de la plateforme

e			
		des modules par déphasage du fonctionnement des eux	
6.1.1		de l'architecture électrique interne de la plateforme 140	
6.1.2		déphasage temporel du fonctionnement des modules 141	
		Entrelacement des modules pour le lissage de la puissance totale 142	
	6.1.2.2 A	analyse de la sensibilité du nombre de modules sur le fonction-	
	n	ement déphasé de la plateforme	
6.1.3	Étude du o	convertisseur côté réseau : comparaison des configurations de	
	fonctionner	ment synchronisées et déphasées	
	6.1.3.1 A	analyse du dimensionnement et des pertes	
	6.1.3.2 É	tude et comparaison du cyclage thermique des IGBTs 148	
Dimensionnement du bus continu : Étude de la stabilité de la pla-			
\mathbf{tefo}	rme		
6.2.1	Introduction	on au dimensionnement de la capacité du bus continu 149	
6.2.2	Critère de stabilité d'un réseau interconnecté sur un bus DC 1		
6.2.3	Application	n à la plateforme REMORA	
	6.2.3.1 C	Calcul des impédances d'entrée et de sortie	
	6.2.3.2 P	Principe de la méthode : Application à une plateforme unitaire	
	Co	omposée d'un module	
	6.2.3.3 E	Extension de la méthode à plusieurs modules interconnectés . 153	
Moo	lélisation e	et simulation de la plateforme composée de 10 modules 155	
6.3.1	Modélisation	on et commande du convertisseur côté réseau 155	
	6.3.1.1 N	Modélisation	
	6.3.1.2 S	chéma de contrôle vectoriel	
6.3.2	Simulation	de la plateforme	
	6.1.1 6.1.2 6.1.3 Dim tefor 6.2.1 6.2.2 6.2.3	Interconnexion modules entre 6.1.1 Définition 6.1.2 Étude du c 6.1.2.1 E 6.1.2.2 A 6.1.3.1 Étude du c fonctionne 6.1.3.1 A 6.1.3.2 É Dimensionnem teforme 6.2.1 Introductio 6.2.2 Critère de 6.2.3 Application 6.2.3.1 C 6.2.3.2 F c 6.2.3.3 E Modélisation e 6.3.1 Modélisati 6.3.1.1 M 6.3.1.2 S	

Introduction

L'ensemble des travaux réalisés jusqu'à présent ont permis d'aboutir à un module de conversion électropneumatique dont le fonctionnement est optimisé en tout point afin d'assurer de la compression d'air efficiente. Cependant, ces performances de conversion nécessitent un échange de puissance électrique de grande amplitude et fluctuante. De plus, comme expliqué dans le chapitre 2, pour des raisons de redondance et d'efficacité, la plateforme flottante de la station REMORA comporte un certain nombre de modules en parallèle qui effectuent simultanément la conversion de puissance. L'ensemble de ces modules est connecté électriquement au même point de raccordement. Ainsi, la réplication du fonctionnement optimal sur chacun des modules de la plateforme conduit à un flux de puissance global au niveau de ce nœud de connexion élevé où l'amplitude de la puissance est proportionnelle au nombre de modules intégrés.

Ainsi, ce dernier chapitre propose d'élargir l'étude du stockage REMORA à la plateforme et d'en étudier l'intégration électrique des modules entre eux. Pour cela, la première partie discutera de l'architecture interne de la plateforme de raccordement des modules ainsi que de son fonctionnement global. Ensuite, compte tenu des fluctuations de puissance transitant au sein de la plateforme, une attention particulière est portée sur le dimensionnement du bus continu qui assure le point de connexion inter modules. Finalement, à partir du développement du modèle et de la commande globale de la plateforme, le chapitre conclura par la simulation du comportement de la plateforme de conversion complète.

6.1 Interconnexion des modules par déphasage du fonctionnement des modules entre eux

La figure 6.1 rappelle le principe d'interconnexion des modules qui permet de former la plateforme de conversion électropneumatique complète. Un nœud électrique permet la segmentation
de la puissance entre les modules d'une part. De l'autre côté de la plateforme, le raccordement
des liaisons pneumatiques permet d'additionner l'air comprimé pour en expulser la somme vers
le réservoir de stockage sous-marin. On s'intéresse dans cette partie uniquement au raccordement
électrique interne et au dimensionnement de la plateforme qui permet la connexion électrique
inter modules.

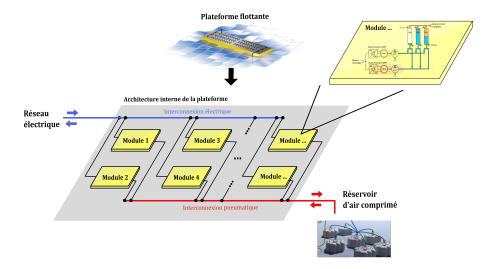


FIGURE 6.1: Rappel de l'architecture interne de la plateforme

6.1.1 Définition de l'architecture électrique interne de la plateforme

En préambule aux études proposées dans la suite de ce chapitre, il est important de noter que le travail de l'intégration électrique est limité au réseau interne de la plateforme composée des modules. Tous les éléments à l'extérieur de la plateforme tels que la liaison vers la terre, la sous-station offshore, et autres, ne sont pas étudiées dans cette thèse. L'objectif n'étant pas d'étudier les interactions avec le réseau électrique externe, mais le réseau interne au stockage, nous ferons l'hypothèse que le point d'entrée de la plateforme est un réseau électrique classique triphasée basse tension de 690 V entre phases. Cette source de tension sera supposée parfaite et d'énergie infinie durant toute cette étude.

La redondance et la parallélisation des systèmes électriques sont très fréquentes dans les réseaux de grande puissance, car cela permet principalement de pallier les limitations de tensions / courant imposées par l'électronique. Cela favorise d'autant plus l'efficacité générale du système et la redondance pour la fiabilité de fonctionnement [128]. La question du raccordement des modules entre eux est une problématique semblable à celles que l'on retrouve dans les systèmes d'énergie renouvelable [129] et plus largement dans les micro-grids [130–132]. Elle porte notamment sur le type de point commun à savoir DC ou AC.

La figure 6.2 illustre les deux types de raccordement possible appliqué à la plateforme de REMORA. Comme mentionné en 3.3, l'étude est réalisée pour une plateforme comportant 10 modules en parallèle (noté M 1, M 2, ..., M 10 sur les illustrations).

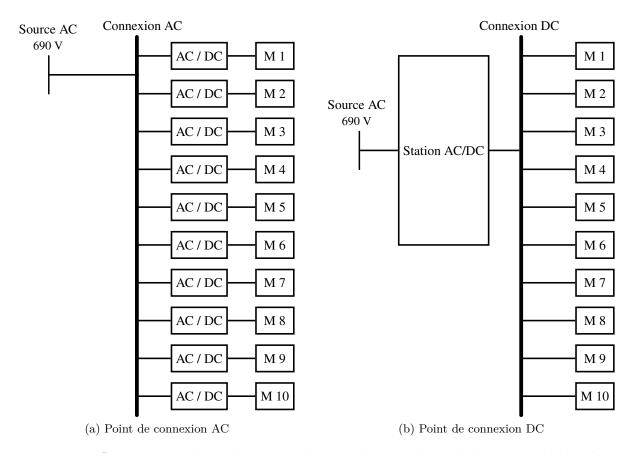


FIGURE 6.2: Comparaison des architectures de raccordement des modules au sein de la plateforme

Sur la figure 6.2a, les modules sont reliés à un point de connexion AC. Dans ce cas, chaque

module est équipé d'un convertisseur AC/DC afin de convertir la tension AC en tension DC et de gérer le flux de puissance entre le point de connexion et le module. De l'autre côté, la figure 6.2b montre la connexion inter modules au niveau du bus DC. Dans ce cas, une station de conversion globale de type AC/DC de grande puissance assure le dispatching de la puissance entre l'entrée de la plateforme et les 10 modules.

En comparant les deux solutions proposées, on retiendra la seconde solution qui a l'avantage d'avoir le moins de convertisseurs d'électronique de puissance, ce qui favorise la réduction des pertes [133]. De plus, compte tenu des fluctuations de la puissance des modules, l'addition des puissances en liaison DC sera plus simple à mettre en œuvre que l'addition en liaison AC. Néanmoins, notons que la seconde solution est dépendante d'une unique station de conversion AC/DC, ce qui limite la tolérance aux pannes et entraîne l'arrêt complet du stockage en cas de problème. Ainsi, une version améliorée avec la subdivision en deux bus DC regroupant chacun 5 modules pourra être envisagée (fig. 6.3). Dans ce cas, si une panne survient au niveau d'une station AC/DC, un fonctionnement à 50 % de la puissance totale est toujours possible. Dans le cadre des travaux présentés ici, nous limitons les études au fonctionnement sain de

Dans le cadre des travaux présentés ici, nous limitons les études au fonctionnement sain de la plateforme. La configuration de la figure 6.2b sera donc considérée dans la suite comme architecture de raccordement inter modules.

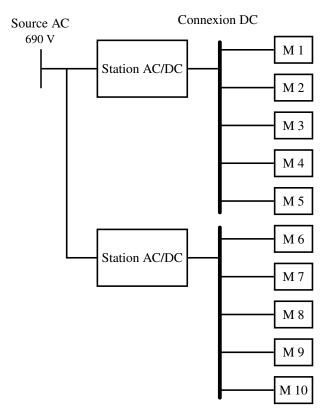


FIGURE 6.3: Point de connexion subdivisé en deux bus DC

6.1.2 Étude du déphasage temporel du fonctionnement des modules

Avec la configuration de connexion de la figure 6.2b, la mise en parallèle des modules identiques entraı̂ne d'autant plus l'augmentation de l'amplitude de la puissance requise. La figure 6.4 montre le flux de puissance au niveau de la liaison DC d'un seul module et de la plateforme. Le courant DC d'un module, figure 6.4a, possède une grande fluctuation avec une amplitude

de courant de l'ordre de 3 kA. De même, en considérant une tension du bus DC parfaitement régulée de 1200 V, une variation cyclique de puissance est sollicitée par le module, variant de 360 kWà 3.9 MW(fig.6.4b). Ces variations représentent finalement l'échange de puissance électrique avec le réseau électrique en entrée de la plateforme. Pour l'interconnexion de 10 modules, les oscillations au point de connexion DC sont 10 fois plus élevées. L'amplitude de la puissance, soit l'image du courant total DC, varie de 36 MW en l'espace de quelques minutes. Par conséquent, dans l'état de fonctionnement actuel de la station de stockage, il serait difficile d'envisager REMORA comme un soutien au développement des énergies fluctuantes alors que son fonctionnement lui-même fluctue fortement.

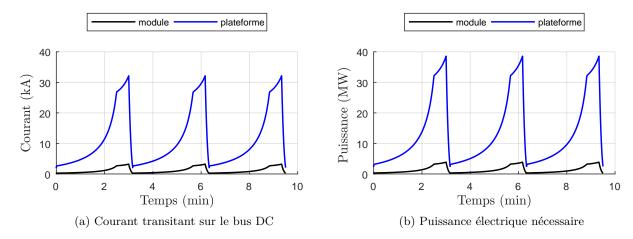


FIGURE 6.4: Comparaison des caractéristiques électriques requises sur le bus DC pour un module de conversion et la plateforme complète

6.1.2.1 Entrelacement des modules pour le lissage de la puissance totale

Pour pallier à cela, il faut pouvoir atténuer cette variation de puissance et "lisser" la puissance au niveau du bus continu. Une des méthodes très utilisées dans la littérature consiste à hybrider le bus continu avec des systèmes de stockage de nature et de propriétés différentes. Ces systèmes jouent alors le rôle de tampon et absorbent la puissance excédentaire ou la restituent afin de lisser le flux de puissance principal [134,135]. Cependant, dans notre cas d'application, la puissance totale mise en jeu est telle que le stockage secondaire pour le lissage de cette puissance nécessiterait une puissance et une capacité de stockage très élevée. Dimensionner un organe de stockage secondaire possédant une capacité énergétique du même ordre, voire supérieure à celle du stockage principal REMORA est absurde; ce qui ne fait pas de l'hybridation une solution viable dans l'état actuel du système.

Néanmoins, bien que la plateforme REMORA mette en évidence des propriétés de fonctionnement très contraignantes, un des avantages du système REMORA est d'avoir une architecture électrique redondante dont le fonctionnement est décuplé sur plusieurs unités de conversion. Ainsi, la redondance des modules est mise à profit pour atténuer la variation de puissance. Nous proposons alors une nouvelle configuration de fonctionnement de la plateforme au sein de laquelle les modules admettent un déphasage temporel de fonctionnement les uns par rapport aux autres. Avec 10 modules, une distribution uniforme du fonctionnement des modules sur un cycle de compression de 190 s permet l'entrelacement des puissances de chaque module au point de connexion DC, figure 6.5.

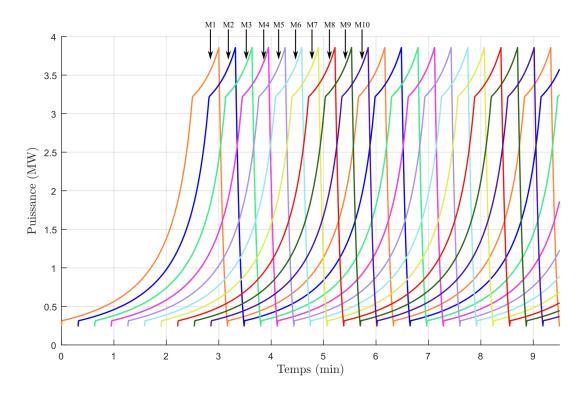


FIGURE 6.5: Déphasage temporel du fonctionnement des 10 modules

Dans cette nouvelle configuration où les modules sont déphasés, la puissance totale nécessaire sur le bus DC est comparée avec l'ancienne configuration où le fonctionnement est en phase sur la figure 6.6. Alors que le fonctionnement initial admet des oscillations de puissance de l'ordre de 36 MW et une puissance maximale de 38.5 MW, le déphasage des modules permet d'une part la réduction de la puissance totale de 24 MW et d'autre part l'amplitude des oscillations est réduite à 1.7 MW. On voit alors l'intérêt de l'entrelacement des modules qui permet un premier lissage "naturel" de la puissance efficace, 21 fois plus petite, sans ajouter de système de stockage additionnel.

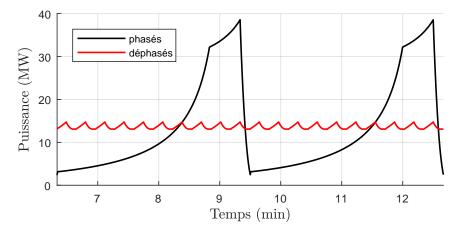


FIGURE 6.6: Comparaison de la puissance totale au point de connexion DC lorsque les modules sont phasés et déphasés

6.1.2.2 Analyse de la sensibilité du nombre de modules sur le fonctionnement déphasé de la plateforme

Les travaux présentés dans la thèse se limitent à une plateforme composée de 10 modules, car cela permet de former une station de stockage d'une capacité de 90 MWh moyennant un temps de charge/décharge totale raisonnable pour un stockage de grande puissance, soit environ 8h (voir section 3.4.3). Cependant, selon les spécificités liées à l'application du stockage REMORA, ce dimensionnement pourra être amené à changer. Pour cela, le nombre de modules pourra également être amené à varier. Ainsi, cette partie propose une analyse de sensibilité de la variation du nombre de modules composant une plateforme sur le déphasage et les caractéristiques électriques qui en découlent.

Pour différents nombres de modules connectés en parallèle, la figure 6.7 donne l'évolution de la puissance totale dans le temps au point de connexion DC lorsque les modules opèrent en fonctionnement déphasé. L'ajout de modules dans la plateforme apporte évidemment l'augmentation de la puissance totale mais cela permet de réduire considérablement les variations. Avec 5 modules, l'amplitude de l'ondulation est réduite à 2.4 MW pour une puissance totale de 8.3 MW. À partir de 10 modules déphasés, la variation de puissance reste inférieure à 1.7 MW pour une puissance maximale de 14.7 MW. Enfin, 15 modules sont nécessaires pour réduire cette amplitude en dessous du MW.

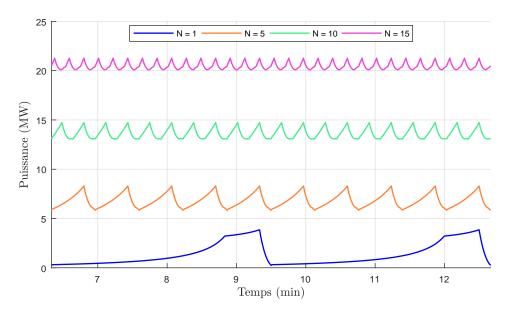
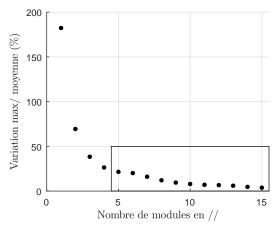
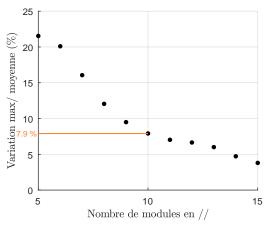


FIGURE 6.7: Puissance totale au point de connexion DC en fonction du nombre de modules fonctionnant en déphasage

La figure suivante, figure 6.8, donne la déviation entre la puissance maximale et la puissance moyenne pour un nombre de modules déphasés compris entre 1 et 15. Un module seul comporte un écart maximal de près de 180 % de la puissance moyenne. La figure 6.8a montre alors que jusqu'à 5 modules en parallèle permettent de réduire considérablement cet écart. En effet, pour 5 modules, celui-ci est réduit à 21 %. Après 5 modules, on observe que la progression de la diminution réduit. La figure 6.8b fait un zoom sur la déviation calculée à partir de 5 modules. On note que 10 modules permettent une variation par rapport à la moyenne de 7.9 %. Au-delà de ce nombre, 5 modules de plus ne permettent qu'une réduction de 4 % supplémentaire, ce qui correspond à une réduction de l'amplitude de l'ondulation en dessous du MW.





- (a) Variation de l'écart de 1 module à 15 modules en parallèle
- (b) Zoom sur les configurations à partir de 5 modules

FIGURE 6.8: Étude de la variation entre la puissance maximale et la valeur moyenne en fonction du nombre de modules connectés en parallèle

Finalement, après analyse des deux figures ci-dessus, un nombre significatif de modules en parallèle permet un lissage efficace de la puissance totale admise sur le bus continu. Toutefois, audelà d'un certain nombre de modules, le gain devient moins significatif. Dans le cadre de l'étude réalisée dans cette thèse, ces résultats soulignent que la mise en parallèle de 10 modules est un bon compromis entre un lissage de la puissance efficace (<10 %) et le nombre d'équipements dans la plateforme.

Plus généralement, quelle que soit la puissance du système de compression dans un module, le comportement et les lois de variations resteront similaires au facteur d'échelle près. Ainsi, lorsque la station devra être dimensionnée pour une application particulière, il sera intéressant de dimensionner une plateforme avec au moins 5 modules pour réduire les fluctuations de puissance. Toutefois, au-delà d'une certaine puissance, il vaudra mieux envisager d'augmenter la puissance des modules et non pas le nombre de modules en parallèle. En effet, l'augmentation du nombre de modules nécessite une redondance des équipements et par conséquent un coût supplémentaire à la plateforme alors que son impact sur la flexibilité de la puissance est moindre.

6.1.3 Étude du convertisseur côté réseau : comparaison des configurations de fonctionnement synchronisées et déphasées

Le convertisseur côté réseau doit assurer la conversion AC/DC d'une grande quantité de puissance. Avec le bus DC de 1200 V, les courants traversant le convertisseur sont élevés (>10 kA). Or, l'électronique de puissance est limitée technologiquement par les modules IGBTs et les niveaux de tension et courant maximum qu'ils peuvent supporter. Par exemple, le fabricant ABB propose une gamme de modules IGBTs basse tension ($V_{seuil} = 1700 \text{ V}$) dont le plus puissant est limité à un courant de 3600 A [136]. Ainsi, pour assurer le courant total requis au niveau du bus continu, soit les IGBTs doivent être mis en parallèle pour augmenter la capacité de courant soit ce sont les convertisseurs entiers qui sont placés en parallèle [137, 138].

Dans cette étude, nous faisons le choix de ne considérer qu'un seul convertisseur global au sein duquel les IGBTs sont associés en parallèle pour fournir la tenue en courant désirée (fig. 6.9). Notons néanmoins qu'il s'agit d'un cas simplifié et idéalisé où la mise en parallèle des IGBTs n'altère pas les propriétés intrinsèques de chacun. En réalité, la mutualisation des semi-conducteurs peut entraîner un couplage thermique et modifier les lois de comportement thermique de cha-

cun des IGBTs. De même, des problèmes d'équilibrage de courants entre les IGBTs peuvent apparaître et modifier les propriétés électriques des composants [139]. Toutefois, dans l'objectif d'une première quantification du dimensionnement et des pertes du convertisseur, les effets de couplage seront négligés, les IGBTs seront supposés parfaitement équilibrés et indépendants les uns des autres.

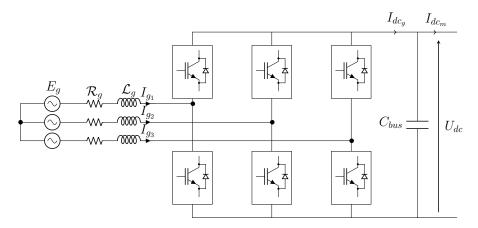


FIGURE 6.9: Schéma de principe du convertisseur côté réseau

Les IGBTs considérés sur les trois bras du convertisseur sont des IGBTs théoriques composés d'un certain nombre d'IGBTs en parallèle.

Le courant DC en sortie du convertisseur côté réseau est noté I_{dc_g} . I_{dc_m} rend compte du courant total DC admis par les 10 modules de conversion interconnectés tel que :

$$I_{dc_m} = I_{dc_{m1}} + I_{dc_{m2}} + \dots + I_{dc_{m10}}$$

$$(6.1)$$

6.1.3.1 Analyse du dimensionnement et des pertes

Pour dimensionner et analyser le bilan énergétique du convertisseur côté réseau, sa puissance apparente est requise. Afin de l'estimer, on considère que le convertisseur est piloté à facteur de puissance unitaire (la commande du convertisseur sera détaillée plus tard). La puissance apparente, notée S_q , s'écrit :

$$S_g = \sqrt{3}U_g I_g \tag{6.2}$$

Une estimation du courant I_g consiste à faire l'approximation suivante, en négligeant les pertes du convertisseur :

$$I_g \approx \frac{U_{dc}I_{dc_m}}{\sqrt{3}U_g} \tag{6.3}$$

Avec le module IGBT HyPak proposé par ABB dont les caractéristiques sont données dans l'annexe B (il s'agit du même IGBT que celui qui équipe les convertisseurs HP), le tableau 6.1 rassemble les dimensionnements du convertisseur selon les deux configurations de fonctionnement proposées.

TABLE 6.1: Dimensionnement du convertisseur côté réseau en mode de fonctionnement synchronisé et déphasé

Configuration	S_g	I_g max.	Nb d'IGBTs en parallèle	Nb d'IGBTs to- tal dans le CVS
Phasés	38.5 MVA	32.2 kA	13	78
Déphasés	14.7 MVA	12.3 kA	5	30

Le premier résultat évident à souligner est que le nombre total d'IGBTs est grandement supérieur dans le convertisseur selon la première configuration. Sachant que le courant maximal admissible par un IGBT est de 3600 A, l'association parallèle de 13 IGBTs permet d'assurer un courant total de 32.2 kA. Dans ce cas, le nombre total d'IGBTs requis lorsque les modules fonctionnent de manière synchronisée est de 6 x 13 IGBTs soit 78. Lorsqu'ils sont déphasés, le nombre d' IGBTs en parallèle assurant la circulation du courant total chute à 5; ce qui réduit le nombre total d'IGBTs à 30.

À partir du même modèle des pertes CVS développé en 4.1.5, l'évolution des pertes est comparée selon les deux configurations proposées. Sur la figure 6.10a, on compare la répartition des pertes sur un IGBT. Sur la figure 6.10b, le bilan énergétique total de l'électronique de puissance pour la conversion côté réseau est donné.

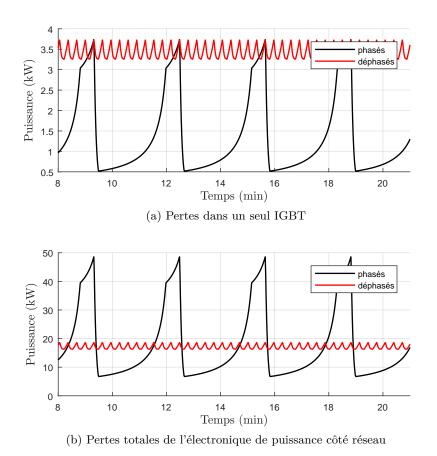


FIGURE 6.10: Comparaison des pertes électriques de l'électronique de puissance côté réseau selon les deux configurations dans une plateforme composée de 10 modules

Il est observé qu'au niveau d'un seul IGBT, on retrouve le même niveau de pertes maximales, mais la moyenne est plus faible dans le fonctionnement synchrone. En effet, un cas favorise la moyenne des pertes de par la fréquence d'apparition plus faible et les amplitudes plus grandes. Le second cas favorise l'amplitude qui est fortement diminuée. Par conséquent, le niveau de pertes oscille autour d'une valeur moyenne plus élevée avec une fréquence 10 fois plus grande. Toutefois, la comparaison du bilan des pertes totales reste bien meilleure dans le cas de fonctionnement déphasé; ce résultat est cohérent compte tenu de la différence du nombre d'IGBTs

6.1.3.2 Étude et comparaison du cyclage thermique des IGBTs

Les résultats (fig. 6.10) mettent en évidence un intérêt direct du déphasage des modules pour la réduction des pertes et du nombre de composants. Or, il mettent également en évidence un comportement des IGBTs différents : un cas favorise une sollicitation moins fréquente des IGBTs, mais subit des sollicitations brusques de grande amplitude alors que l'autre cas sollicite en permanence les IGBTs, mais de manière quasi constante. Ainsi, l'objectif de cette étude est d'examiner le comportement thermique des composants selon les spécifications des deux cas cités ci-dessus et d'en donner une estimation quant à leurs durées de vie.

À partir du modèle électrique équivalent explicité dans la partie 4.4.4, le comportement thermique d'un IGBT est comparé ci-dessous. Les figures 6.11a et 6.11b donnent l'évolution d'un IGBT soumis à un fonctionnement synchronisé des modules au cours de plusieurs cycles de conversion. De même, les figures 6.11c et 6.11d donnent l'évolution d'un IGBT soumis à un fonctionnement déphasé et le tableau 6.2 compare les deux comportements.

Premièrement, les résultats valident le fonctionnement fiable et sain du convertisseur dans les deux cas, car les températures de jonction des IGBTs n'excèdent pas la température maximale autorisée de 125 °C. Les températures maximales sont approximativement les mêmes dans les deux cas. Comme précédemment, la différence principale est dans la dynamique des fluctuations. La première configuration possède de grandes amplitudes de température avec $\Delta T_{j_{IGBT}}$ = 73.8 °C mais une période de 190 s. Lorsque les modules sont déphasés, $\Delta T_{j_{IGBT}}$ est réduit à moins de 10 °C, mais des petites oscillations autour de la valeur moyenne apparaissent avec une fréquence de 19 s. Finalement, il est intéressant de convertir ces comportements en durée de vie. À l'aide du modèle développé en [140], la durée de vie d'un IGBT lorsque la plateforme fonctionne en mode déphasé peut être estimée à environ deux fois plus longue que celle d'un IGBT de la configuration synchrone.

TABLE 6.2: Comparaison du comportement thermique des IGBTs selon les deux configurations de fonctionnement

Configuration	Phasés	Déphasés
$T_{j_{IGBT}}$ max.	117 °C	122 °C
$T_{j_{IGBT}}$ moy.	71.2 °C	117 °C
$\Delta T_{j_{IGBT}}$	72.1 °C	9.7 °C
Période	190 s	19 s

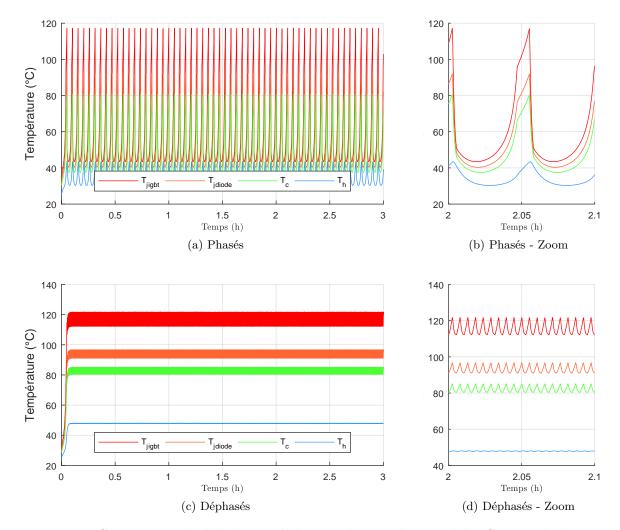


FIGURE 6.11: Comparaison de l'évolution de la température d'un module IGBT côté réseau en fonction des deux configurations

6.2 Dimensionnement du bus continu : Étude de la stabilité de la plateforme

Jusqu'à présent, le bus continu qui assure la répartition de puissance entre le réseau électrique en entrée de la plateforme et les modules était considéré comme une source de tension idéale. Nous nous intéressons dans cette partie au dimensionnement de la capacité du bus continu qui permettra d'assurer un fonctionnement opérationnel et stable de la plateforme de conversion.

6.2.1 Introduction au dimensionnement de la capacité du bus continu

La multiplication des modules sur le réseau DC engendre des interactions électriques entre l'ensemble des convertisseurs de puissance connectées. Par exemple, dans la plateforme composée de 10 modules, pas moins de 20 convertisseurs statiques sont connectés au même point et échangent des flux de puissance qui sont collectés par le convertisseur côté réseau. Ainsi, si le bus continu est mal dimensionné, cela peut provoquer un comportement instable de la plateforme, d'autant que dans cette application tous les échanges de puissance sont fluctuants.

La stabilité du réseau est fortement dépendante de la valeur de la capacité du bus continu. Plus la valeur de la capacité est élevée, plus le bus DC aura un comportement qui tend vers celui d'une source de tension parfaite. Par conséquent, plus la capacité du bus continu est importante et plus le système s'assurera d'avoir un fonctionnement stable.

La valeur de la capacité du condensateur du bus DC est généralement calculé à partir de considérations énergétiques simples et de la dynamique de régulation souhaitée. Par exemple, une des formules classiques pour dimensionner le bus DC est la suivante [141] :

$$C_{bus} \ge \frac{\Delta P \ T_r}{\Delta U_{dc} \ U_{dc}} \tag{6.4}$$

avec ΔP la variation de puissance maximale, T_r le temps de réponse de la commande pour ajuster la puissance et ΔU_{dc} la variation de tension maximale acceptée sur le bus DC.

Avec les amplitudes de courant donné dans le tableau 6.1, une tension de bus DC de 1200 V et une variation maximale de la tension de 5 % soit 60 V, le calcul aboutit à une valeur de C_{bus} l'ordre de quelques Farads... La maturité technologique des condensateurs ne permet pas de proposer à l'heure actuelle des capacités de cet ordre-là. Par exemple, le fabricant Cornell Dubilier propose un condensateur de type polypropylène de 1200 V dont la capacité maximale est limitée à 770 μ F [?]. Ainsi, pour former une capacité équivalente de 1 F, près de 1300 condensateurs de ce type sont nécessaires soit, avec 1.8 kg par condensateur, environ 2.3 tonnes de condensateurs.

Ces considérations de dimensionnement de la capacité du bus DC dans les réseaux multi charges ont mené au développement dans la littérature d'études permettant de réduire la valeur de la capacité tout en garantissant la stabilité et le bon fonctionnement du réseau. La réduction du bus DC est permise selon deux actions principales : soit par la mise en place de structures de commandes élaborées qui permettent de découpler le fonctionnement des convertisseurs entre eux soit à partir de l'étude de la stabilité du système [142,143]. Dans la suite de cette étude, nous choisirons la seconde méthode afin de définir une capacité de bus DC valable dans le cas de la plateforme REMORA tout en conservant par la suite une structure de régulation du bus DC et de la puissance simple.

6.2.2 Critère de stabilité d'un réseau interconnecté sur un bus DC

Deux types de méthodes sont proposées dans la littérature pour étudier la stabilité d'un réseau distribué : les méthodes algébriques et les méthodes graphiques.

Parmi les méthodes algébriques, on retrouve le critère de Routh qui permet de définir l'état d'un système, stable ou instable, à partir de l'analyse de l'équation caractéristique du système complet. L'analyse formelle des équations du système permet également d'exploiter le critère du signe des pôles de la fonction de transfert ou encore d'étudier les valeurs propres de la matrice d'état après linéarisation du système autour d'un point de fonctionnement. Ces méthodes ont l'avantage de proposer une condition nécessaire et suffisante de stabilité et ainsi d'obtenir la valeur minimale de la capacité. Toutefois, la non-linéarité des équations des sous-systèmes électriques nécessite la mise en œuvre de modèles mathématiques complexes et souvent uniquement solvables par des outils de calcul formel tels que Maple ou Maxima [144–146].

Les méthodes graphiques se basent quant à elles sur la comparaison d'impédances à partir de l'analyse fréquentielle des sous-systèmes. Elles sont très utilisées dans l'industrie, car elles sont simples et rapides à mettre en œuvre. Appelées spectroscopie d'impédances, elles reposent sur l'idée que chaque sous-système peut s'écrire sous la forme d'une impédance équivalente pour un point de fonctionnement donné [147–149]. Si on considère un dispositif de source alimentant un dispositif de charge au travers d'un bus DC, l'impédance de la source définit l'impédance de

sortie (Z_{out}) et l'impédance de la charge (Z_{in}) définit l'impédance d'entrée vis-à-vis du bus DC (fig. 6.12).

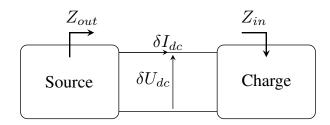


FIGURE 6.12: Méthode de spectroscopie d'impédances

À partir des impédances des sous-systèmes, le réseau électrique distribué est stable si les deux conditions suivantes sont vérifiées :

- 1. Les sous-systèmes de source Z_{out} et de charge Z_{in} sont indépendamment stables.
- 2. La fonction de transfert Z_{out}/Z_{in} est stable.

Le critère de Middlebrook est le critère de stabilité le plus commun dans la littérature pour étudier la stabilité de la fonction Z_{out}/Z_{in} . Selon Middlebrook, le système est stable si $|Z_{out}/Z_{in}| < 1$. Cette condition se traduit graphiquement sur un diagramme de Bode où le module de Z_{out} doit être strictement inférieur au module de Z_{in} ou encore sur le diagramme de Nyquist où le tracé de Nyquist de la fonction Z_{out}/Z_{in} doit être contraint à l'intérieur du cercle unitaire, figure 6.13.

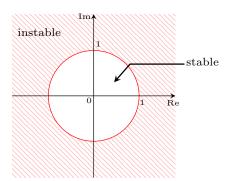


FIGURE 6.13: Critère de Middlebook illustré sur un diagramme de Nyquist - Zone de stabilité de Z_{out}/Z_{in}

Dans le cas où N charges, d'impédances respectives Z_{in_i} avec i = [1; N], sont connectées sur le même bus continu, la seconde condition du critère de stabilité devient :

$$\sum_{i=1}^{N} \left| \frac{Z_{out}}{Z_{in_i}} \right| < 1 \tag{6.5}$$

Toutefois, il faut noter que ce critère est un critère de stabilité suffisant, mais pas nécessaire. D'autres méthodes dérivées du critère de Middlebrook telles que le critère d'ESAC ou MGMP (Marge de Gain Marge de Phase) ont été développées et proposent des conditions plus souples qui permettent d'élargir la zone de stabilité [150].

6.2.3 Application à la plateforme REMORA

À l'aide de l'analyse petits signaux du modèle mathématique de chaque impédance, la méthode de spectroscopie d'impédances est appliquée à REMORA afin d'établir un dimensionne-

ment du bus DC qui assure la stabilité de la plateforme en fonction du nombre de modules interconnectés et de la configuration de fonctionnement.

6.2.3.1 Calcul des impédances d'entrée et de sortie

Au sein de chaque module de la plateforme, il y deux a types de charges définissants ainsi les deux types d'impédances d'entrée :

- $-Z_{in_{BP}}$: impédance du sous-système {convertisseur MSAP} de l'étage BP;
- $Z_{in_{HP}}$: impédance du sous-système {convertisseur MSAP} de l'étage HP.

La forme générale de l'impédance d'un ensemble {convertisseur - MSAP} est donnée par la formule suivante :

$$Z_{in} = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3 + b_4 p^4}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3 + a_4 p^4}$$

Les coefficients a_0 , a_1 , a_2 a_3 , a_4 , b_0 , b_1 , b_2 b_3 et b_4 dépendent des paramètres de la machine, des paramètres de la boucle d'asservissement de vitesse et des différentes grandeurs évaluées au point de fonctionnement considéré. Le développement complet du modèle est issu de [144]. L'expression des paramètres et la validation numérique des impédances obtenues sont données dans l'Annexe E.1.

Du côté du réseau, l'analyse du convertisseur associé au filtre du réseau permet d'établir l'impédance de sortie. Son expression est la suivante :

$$Z_{out} = \frac{c_1 p}{d_0 + d_1 p + d_2 p^2}$$

Le développement du modèle est issu de [147]. L'expression des coefficients c_1 , d_0 , d_1 et d_2 sont donnée dans l'annexe E.2 ainsi que la validation du modèle avec la simulation.

6.2.3.2 Principe de la méthode : Application à une plateforme unitaire composée d'un module

L'étude est réalisée pour le point de fonctionnement le plus contraignant au niveau du bus continu. Dans le cas d'une plateforme composée d'un seul module, on considère que le point de fonctionnement le plus contraignant est le point de puissance maximale au niveau du bus DC. Avec un module, la puissance maximale correspond à la somme des puissances maximales des sous-systèmes BP et HP, ce qui correspond à l'instant t=180 s sur un cycle de fonctionnement (fig. 6.4b). Pour ce point, les impédances d'entrée, $Z_{in_{BP}}$ et $Z_{in_{HP}}$, sont calculées et Z_{out} est évaluée pour différentes valeurs de capacité. Finalement, on peut déterminer la capacité minimale qui assure la stabilité du système par lecture graphique du diagramme de Bode ou de Nyquist.

La figure 6.14 illustre le critère de stabilité appliqué à un module pour différentes valeurs de capacités. Le graphe 6.14a donne le gain de l'impédance d'entrée. On observe que pour $C=10~\mathrm{mF},\,|Z_{out}|$ n'est pas strictement inférieure à $|Z_{in}|$ sur la toute la plage de fréquences. Ainsi, d'après le critère de Middlebrook, le système est instable. Or, pour $C=25~\mathrm{mF},\,|Z_{out}|<|Z_{in}|$ donc le système est stable. Toutefois, dans l'objectif de limiter la taille de la capacité du bus DC, on retiendra la valeur minimale qui assure la stabilité du système, soit ici $C_{min}=15.2~\mathrm{mF}.$ Ce résultat s'illustre également sur la figure 6.14b sur laquelle sont représentés les diagrammes de Nyquist de la fonction Z_{out}/Z_{in} pour les 3 valeurs de capacités. On remarque alors que la capacité de valeur $C=25~\mathrm{mF}$ assure la stabilité du système, car le tracé de Nyquist est restreint dans le cercle unitaire, contrairement à la valeur $C=10~\mathrm{mF}$ pour laquelle le tracé sort de la zone de stabilité. De même, on retiendra la valeur $C_{min}=15.2~\mathrm{mF}$ qui se rapproche le plus du cercle unitaire.

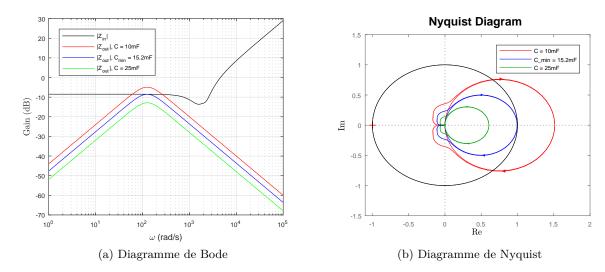


FIGURE 6.14: Étude de la stabilité pour un module connecté au bus DC pour différentes valeurs de capacité

Pour s'assurer que le point le plus contraignant est effectivement le point de puissance maximale, la figure 6.15 montre la valeur de la capacité minimale déterminée selon la même méthode que précédemment pour chaque point de fonctionnement du cycle d'un module. La capacité dont la valeur est la plus élevée est obtenue pour le point de puissance maximale à $t=180~\rm s$. Cela confirme que la détermination de la capacité qui assure la stabilité au point de puissance maximale assure également la stabilité pour l'ensemble des points du cycle.

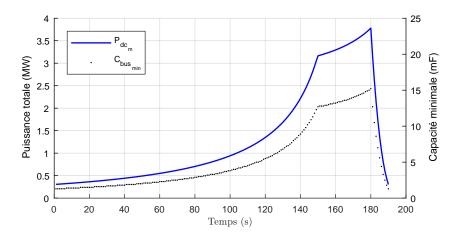


FIGURE 6.15: Détermination de la capacité minimale pour chaque point de fonctionnement du cycle selon le critère de stabilité

6.2.3.3 Extension de la méthode à plusieurs modules interconnectés

La méthode est maintenant appliquée à l'architecture électrique de la plateforme de stockage REMORA afin de déterminer la valeur du point de connexion DC qui garantit la stabilité de la plateforme en fonction du nombre de modules connectés en parallèle et du type de fonctionnement (synchrone ou déphasé).

Pour chaque configuration, selon le nombre de modules connectés et le type de fonctionnement (synchrone ou déphasé), le critère de stabilité pour le point de fonctionnement sur le bus

DC le plus contraignant (c'est-à-dire à puissance maximale) est appliqué. La méthode de calcul est la suivante :

Pour chaque configuration comprenant N modules en parallèle :

- 1. Détermination du point de puissance maximale sur le bus DC, noté $P_{dc_{max}}$:
 - En fonctionnement synchrone : $P_{dc_{max}}$ est atteint à $t_{sync} = 180$ s quelque soit le nombre de modules.
 - En fonctionnement déphasé : $P_{dc_{max}}$ est atteint à $t_{deph} = 190/N$ s.
- 2. En ce point, les données de puissance et de vitesse de chaque étage dans chaque module sont récupérées :
 - pour k = [1; N], récupération des données :

$$\begin{cases} \left[P_{m_{BP_k}}(t_{sync}), \ \Omega_{BP_k}(t_{sync}) \right] \\ \left[P_{m_{HP_k}}(t_{sync}), \ \Omega_{HP_k}(t_{sync}) \right] \end{cases}$$
 en fonctionnnement synchrone

$$\begin{cases} \left[P_{m_{BP_k}}(t_{deph}),\ \Omega_{BP_k}(t_{deph})\right] & \text{en fonctionnnement déphasé} \\ \left[P_{m_{HP_k}}(t_{deph}),\ \Omega_{HP_k}(t_{deph})\right] \end{cases}$$

3. Calcul des impédances de sortie :

pour k = [1; N], calcul de :
$$\left[Z_{in_{BP_k}}, \ Z_{in_{HP_k}} \right]$$

- 4. Pour $P_{dc_{max}}$, évaluation de l'impédance de sortie Z_{out} pour différentes valeurs de capacités C_{bus} .
- 5. Application du critère de Middlebrook Détermination de la capacité minimale :

— pour k = [1; N]:
$$\sum_{i=1}^{k} \left| Z_{out} \left(\frac{1}{Z_{in_{BP_k}}} + \frac{1}{Z_{in_{HP_k}}} \right) \right| < 1$$

La figure 6.16 donne les résultats obtenus où l'évolution de la valeur de la capacité minimale pour différents nombres de modules en parallèle et pour les deux configurations est tracée. Finalement, pour 10 modules connectés en parallèle, la valeur de la capacité qui assure la stabilité de la plateforme est de 152 mF lorsque les modules sont en phase et de 58 mF lorsqu'ils sont déphasés. En plus de réduire la puissance transitant sur le bus DC, le déphasage permet ainsi de diminuer le dimensionnement du bus continu par 3.

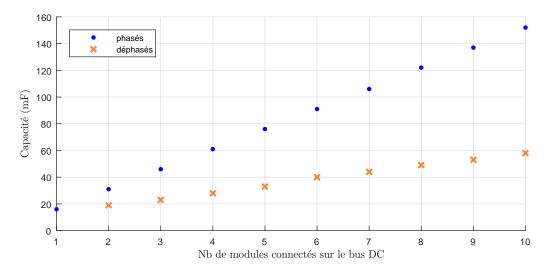


FIGURE 6.16: Évolution de la valeur de la capacité minimale du bus DC en fonction du nombre de modules en parallèle et de la configuration (fonctionnement synchrone ou déphasé)

6.3 Modélisation et simulation de la plateforme composée de 10 modules

Après avoir déterminé une valeur de capacité du bus continu qui assure la stabilité du réseau, l'objectif de cette dernière partie est d'élaborer le modèle complet de la plateforme afin de valider par simulation le fonctionnement des 10 modules de conversion interconnectés.

6.3.1 Modélisation et commande du convertisseur côté réseau

Cette première partie a pour but d'élaborer le modèle mathématique du convertisseur côté réseau et de la liaison DC ainsi que sa structure de contrôle en vue de la simulation du système complet.

6.3.1.1 Modélisation

Selon les mêmes principes que pour la modélisation des sous-systèmes électriques dans les modules établie dans le chapitre précédent, le modèle moyen du système côté réseau, figure 6.9, dans le domaine de Park peut se modéliser selon la représentation suivante :

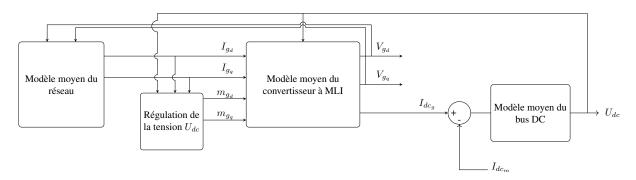


FIGURE 6.17: Modélisation du système du réseau au bus DC

a) Modèle moyen du réseau

En considérant que la composante de la tension du réseau sur l'axe d, E_{g_d} , est alignée avec la tension sur l'axe 1, V_{g_1} , les composantes de la tension du réseau ont pour expression :

$$E_{q_d} = \sqrt{3}E_q \tag{6.6}$$

$$E_{q_q} = 0 (6.7)$$

Les équations électriques du réseau s'écrivent selon le système suivant :

$$\begin{pmatrix}
\frac{dI_{g_d}}{dt} \\
\frac{dI_{g_q}}{dt}
\end{pmatrix} = \frac{1}{\mathcal{L}_g} \begin{bmatrix} V_{g_d} \\ V_{g_q} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \mathcal{R}_g & -\omega_g \mathcal{L}_g \\ \omega_g \mathcal{L}_s & \mathcal{R}_s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_{g_d} \\ I_{g_q} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} E_{g_d} \\ 0 \end{pmatrix} \end{bmatrix}$$
(6.8)

où ω_g est la pulsation du réseau de fréquence 50 Hz.

b) Modèle du convertisseur

Avec m_{g_d} et m_{g_q} les fonctions de commutations moyennes dans le repère (d, q), le modèle du convertisseur est régi par les équations suivantes :

$$\begin{pmatrix} V_{g_d} \\ V_{g_q} \end{pmatrix} = U_{dc} \begin{pmatrix} m_{g_d} \\ m_{g_q} \end{pmatrix} \tag{6.9}$$

$$I_{dc_g} = \begin{pmatrix} m_{g_d} & m_{g_q} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_{g_d} \\ I_{g_q} \end{pmatrix} \tag{6.10}$$

c) Modélisation de la liaison DC

La liaison DC modélise le point de raccordement entre le système côté réseau et l'ensemble des modules. À partir du courant DC du convertisseur côté réseau, I_{dc_g} , et de la somme des courants en entrée de chaque module, I_{dc_m} (éq. 6.1), la loi des nœuds au niveau du point de connexion DC permet d'écrire la relation suivante :

$$C_{bus}\frac{dU_{dc}}{dt} = I_{dc_g} - I_{dc_m} (6.11)$$

6.3.1.2 Schéma de contrôle vectoriel

La stratégie de contrôle du convertisseur permet de contrôler les flux de puissance échangée grâce à l'asservissement des courants sur les axes det q. Une boucle externe sur l'axe d assure la régulation de la tension du bus continu. Le principe de l'asservissement de la tension représentée sur la figure 6.17 est détaillé sur la figure 6.18.

a) Boucle interne de régulation des puissances

Avec l'application de la transformée de Park qui conservent les puissances et avec $E_{g_q} = 0$, les puissances actives et réactives échangées avec le réseau s'écrivent :

$$\begin{cases}
P_g = E_{g_d} I_{g_d} \\
Q_g = E_{g_d} I_{g_q}
\end{cases}$$
(6.12)

Les équations ci-dessus montrent que les puissances actives et réactives sont gérées indépendamment sur les axes d et q à partir de l'asservissement des courants d et q.

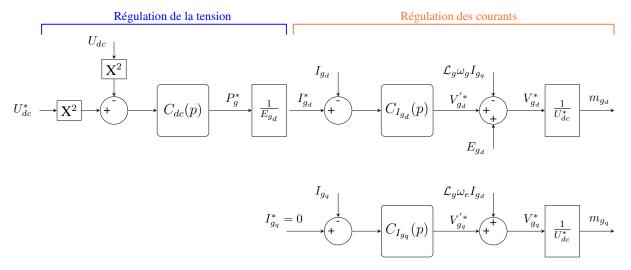


FIGURE 6.18: Schéma d'asservissement de la tension U_{dc}

À partir du modèle développé dans l'équation (6.8), les courants sont régulés selon le modèle découplé. En définissant les tensions découplées, V'_{g_d} et V'_{g_g} , les tensions V_{g_d} et V_{g_q} s'écrivent :

$$\begin{cases} V_{g_d} = V'_{g_d} - \mathcal{L}_g \omega_g I_{g_q} + E_{g_d} \\ V_{g_q} = V'_{g_q} + \mathcal{L}_s \omega_g I_{g_d} \end{cases}$$

$$(6.13)$$

avec:

$$\begin{cases} V'_{g_d} = \mathcal{R}_s I_{g_d} + \mathcal{L}_s \frac{dI_{g_d}}{dt} \\ V'_{g_q} = \mathcal{R}_s I_{g_q} + \mathcal{L}_s \frac{dI_{g_q}}{dt} \end{cases}$$

$$(6.14)$$

 $F_{bo_{I_{g_d}}}(p)$ et $F_{bo_{I_{g_q}}}(p)$ désignent les fonctions de transfert à corriger des courants respectifs sur les axes d et q telles que :

$$F_{bo_{I_{g_d}}}(p) = F_{bo_{I_{g_q}}}(p) = \frac{1/\mathcal{R}_g}{1 + \mathcal{L}_g/\mathcal{R}_g p}$$
 (6.15)

Les correcteurs $C_{I_{g_d}}(p)$ et $C_{I_{g_q}}(p)$ sont des correcteurs PI classiques de type :

$$C_{I_{g_d}}(p) = C_{I_{g_q}}(p) = K_{g_i} \frac{1 + \tau_{g_i} p}{\tau_{g_i} p}$$
 (6.16)

Les paramètres, K_{g_i} et τ_{g_i} , sont calculés en respectant la dynamique souhaitée en boucle fermée par identification de la fonction de transfert en boucle fermée ci-dessous à la forme canonique classique d'ordre 2 (éq. (6.17)).

$$\frac{I_{g_d}(p)}{I_{g_d}^*(p)} = \frac{I_{g_q}(p)}{I_{g_q}^*(p)} = \frac{1 + \tau_{g_i} p}{1 + \tau_{g_i} \left(\frac{K_{g_i} + \mathcal{R}_g}{K_{g_i}}\right) p + \frac{\tau_{g_i} \mathcal{L}_g}{K_{g_i}} p^2}$$
(6.17)

En considérant ξ_{g_i} le coefficient d'amortissement de la boucle de courant et $\omega_{0_{g_i}}$ la bande passante souhaitée, les paramètres des correcteurs s'écrivent :

$$\begin{cases}
K_{g_i} = 2\xi_{g_i}\omega_{0g_i}\mathcal{L}_g - \mathcal{R}_g \\
\tau_{g_i} = \frac{2\xi_{g_i}}{\omega_{0g_i}} - \frac{\mathcal{R}_g}{\omega_{0g_i}^2 \mathcal{L}_g}
\end{cases}$$
(6.18)

Le convertisseur est contrôlé à facteur de puissance unitaire et impose la consigne suivante :

$$Q_a^* = 0 (6.19)$$

ou:

$$I_{q_q}^* = 0 (6.20)$$

La consigne de courant sur l'axe d, $I_{q_d}^*$, est déduite de la consigne de puissance telle que :

$$I_{g_d}^* = \frac{P_g^*}{E_{g_d}} \tag{6.21}$$

b) Boucle externe de régulation de tension

Le bilan de puissance du convertisseur permet d'écrire l'approximation suivante (aux pertes du convertisseur près) :

$$P_g = E_{g_d} I_{g_d} \approx U_{dc} C_{bus} \frac{dU_{dc}}{dt}$$
(6.22)

En considérant que $U_{dc}C_{bus}\frac{dU_{dc}}{dt}=\frac{1}{2}\frac{dU_{dc}^2}{dt}$, la fonction de transfert en boucle ouverte à réguler s'écrit :

$$F_{bo_{dc}}(p) = \frac{X(p)}{I_{g_d}(p)} = \frac{E_{g_d}}{2C_{bus}p}$$
(6.23)

avec $X = U_{dc}^2$.

Le correcteur de tension a la forme suivante :

$$C_{dc}(p) = K_{dc} \frac{1 + \tau_{dc}p}{\tau_{dc}p} \tag{6.24}$$

6.3.2 Simulation de la plateforme

Les données du tableau 6.3 sont utilisées pour la simulation. Les paramètres des correcteurs de courant sont calculés pour $\xi_{g_i} = 0.7$ et une bande passante égale à $\omega_{0g_i} = 200$ rad.s⁻¹. Les paramètres du correcteur de tension sont réglés de telle sorte à assurer une marge de phase de l'ordre de 55° pour une bande passante de 20 rad.s⁻¹.

Table 6.3: Données du modèle côté réseau pour la simulation

Paramètre	Valeur
$\overline{\mathcal{L}_g}$	0.017 mH
\mathcal{R}_g	$0.12~\mathrm{m}\Omega$
C_{bus}	58 mF

Les figures ci-dessous, figures (6.19) à (6.21), donnent les principaux résultats de la simulation de la plateforme complète qui se composent de 10 modules opérants simultanément en mode de fonctionnement déphasé.

L'évolution de la tension aux bornes du bus DC, U_{dc} , est comparée à la tension de référence sur la figure 6.19. La tension est bien asservie autour de la valeur de la référence. Les oscillations observées correspondent aux variations du courant de charge qui perturbent la bonne régulation du bus DC. La figure 6.20 montre le courant DC déployé par le convertisseur côté réseau, image du courant de charge imposé par les modules. Toutefois, au vu des oscillations de courants de l'ordre de 1 kA, l'amplitude maximale du dépassement de la tension est limitée à 1 V donc l'asservissement de tension est considéré suffisamment efficace pour garantir le bon fonctionnement du système.

Le contrôle indépendant des puissances sur les axes d et q est illustré sur la figure 6.21. Le convertisseur fonctionne bien à facteur de puissance unitaire dans la mesure où le courant I_{gq} est bien maintenu à zéro, soit la puissance réactive nulle. La puissance active échangée avec le réseau électrique est gérée sur l'axe d et suit bien sa référence.

Finalement, ces résultats permettent une première validation numérique du bon fonctionnement de l'interconnexion des modules entre-eux et donc de la station de stockage REMORA complète dans le cas où celle-ci peut échanger parfaitement de la puissance avec un réseau électrique.

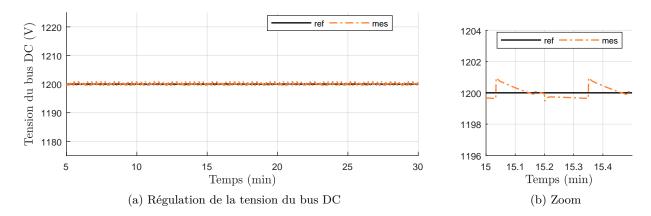


FIGURE 6.19: Résultats de l'asservissement de la tension du bus DC, U_{dc} , au cours de plusieurs cycles de fonctionnement

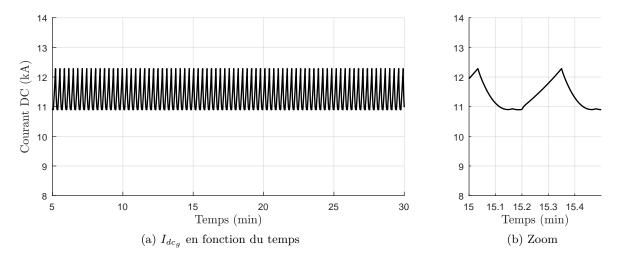


FIGURE 6.20: Évolution du courant I_{dc_q} au cours de plusieurs cycles de fonctionnement

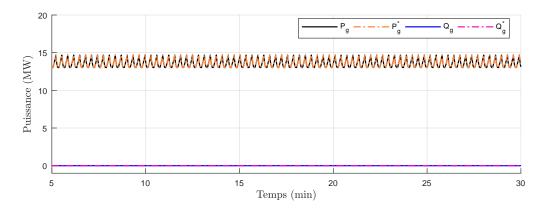


FIGURE 6.21: Contrôle des puissances actives et réactives

Conclusion du chapitre

Les travaux présentés dans ce chapitre abordaient l'étude de la plateforme complète composée des modules de conversion précédemment étudiés. L'étude de l'interconnexion électrique des modules entre eux a mis en évidence l'intérêt d'un raccordement DC pour l'entrelacement du fonctionnement des modules. En effet, le foisonnement des dix modules sur le même bus DC permet de réduire le dimensionnement ainsi que les pertes de l'électronique de puissance côté réseau. De même, cela contribue à la diminution des contraintes thermiques des semi-conducteurs au cours des cycles de fonctionnement.

Toutefois, la réplication des modules sur un seul bus pose un problème de stabilité de la plateforme. La connexion en parallèle de nombreuses charges fluctuantes nécessite le raccordement à un bus continu dans lequel la capacité garantit la stabilité de l'interconnexion. Ainsi, une étude de stabilité simple basée sur une approche graphique a permis de déterminer une valeur de capacité minimale qui assure le fonctionnement stable de la plateforme de conversion. Enfin, la simulation de la plateforme complète valide la régulation du bus DC dimensionné.

La simulation montre que le foisonnement des modules permet la réduction des oscillations de puissance, mais reste importante au niveau de l'échange de puissance avec le réseau (environ 1 MW). En perspectives de ce chapitre et pour les études à venir, il conviendrait de lisser le résidu de variations grâce à l'insertion d'organes de stockage auxiliaires et d'en proposer un dimensionnement qui permettra un échange de puissance constant avec le réseau extérieur.

Conclusion générale

Les réseaux électriques connaissent une mutation rapide liée principalement à la problématique environnementale des moyens de production actuels et la demande mondiale en électricité qui ne cesse d'augmenter. Or, le déploiement massif des sources de production d'énergies renouvelables dans le mix énergétique mondial reste encore compromis en raison des irrégularités de production et le manque de flexibilité de ces nouveaux producteurs. Ainsi, le stockage de l'énergie électrique à grande échelle est une des solutions les plus prometteuses pour le devenir des réseaux électriques.

Les travaux de thèse s'inscrivent dans cette thématique pour le développement d'un système de stockage de l'énergie électrique sous forme d'air comprimé implanté en milieu marin. Le principe fondamental de la technologie repose sur l'utilisation d'un piston liquide qui assure des cycles de compression/détente de l'air à haut rendement grâce à l'évolution thermodynamique quasi isotherme de l'air.

L'étude des procédés de compression existants pour le stockage CAES a mis en évidence la possibilité de supprimer l'apport en énergie primaire et ainsi de permettre une élévation significative du rendement. Toutefois, les nouvelles solutions CAES posent de nouveaux défis en termes d'efficacité. En effet, pour s'astreindre d'énergie fossile, l'état de l'art met en évidence la nécessité d'ajouter des étapes intermédiaires de conversion de puissance. Ainsi, les performances d'un tel système de stockage ne sont plus dépendantes de la compression elle-même, mais de l'efficacité de chacun des éléments de la chaîne de conversion.

Dans le cas de REMORA, le mécanisme de compression par piston liquide s'intègre dans une architecture de conversion multi étagée au sein de laquelle plusieurs conversions de puissance s'enchaînent (électrique - mécanique - hydraulique - pneumatique). Le fonctionnement et les performances énergétiques de chaque équipement de conversion influent les uns sur les autres. Dans ce contexte, les travaux de thèse ont porté sur le développement de la conversion électrique qui permet la maximisation des performances de l'ensemble de la chaîne de conversion électricité - air comprimé, de par l'étude de la commande et du dimensionnement des équipements électriques.

Tout d'abord, pour l'optimisation des flux énergétiques, la structure de contrôle des sous-systèmes de pompage a été étudiée. La pompe centrifuge est identifiée comme l'élément de la chaîne de conversion le plus influent vis-à-vis du rendement global. Celle-ci présente une caractéristique non linéaire dépendante de la vitesse, du débit et de la pression sur laquelle le rendement est très sensible. Il existe toutefois une caractéristique mécanique optimale dans le plan statique (couple, vitesse) restreinte aux points de meilleure efficacité pour chaque point de pression atteignable, appelée BEP. Or, la compression confère au système un fonctionnement variable passant par tous les points bornés entre la pression atmosphérique et la pression de stockage, nécessitant un modèle dynamique du piston liquide.

À partir du développement d'un modèle mathématique de la transmission mécanique et après caractérisation de son comportement, nous montrons qu'il est possible de déterminer analytiquement le profil de vitesse dynamique de chaque machine par la résolution d'une équation non linéaire dépendante de la vitesse, soit hors de la boucle de régulation. Dans ce cas, la génération des profils de vitesse permet d'assurer l'élévation de pression en régime dynamique avec la meilleure efficacité du système de pompage possible. Cette stratégie mise en œuvre présente l'avantage d'être entièrement déterminée et contrôlable en amont du contrôle-commande de la régulation, mais induit des contraintes mécaniques importantes au niveau des systèmes électro-mécaniques.

Le fonctionnement cyclique du mécanisme de piston liquide contraint le système de conversion à un régime dynamique cyclique durant lequel la puissance varie entre 10 % et 100 % de la puissance maximale. De même, la vitesse suit des cycles d'accélération/décélération de 30 % à 100 % de la vitesse maximale en quelques minutes. Compte tenu de ces variations et pour la maximisation de l'efficacité énergétique, une partie des travaux de thèse s'est intéressée au dimensionnement optimal des sous-systèmes électromécaniques. L'objectif était de proposer un dimensionnement des systèmes entraînant les pompes qui tient compte de leurs propres efficacités sur l'ensemble de la caractéristique de fonctionnement imposée par la commande à vitesse variable au BEP. Pour cela, les travaux se sont basés sur une approche de conception sur cycle déterministe et rapide développée à l'IREENA pour le dimensionnement d'une machine seule par minimisation des pertes électriques.

Après avoir mis en évidence l'influence du convertisseur sur le dimensionnement et la commande de la MSAP, une étude itérative pour différents cycles réduits est menée afin de tenir compte des pertes du convertisseur ainsi que la commande locale des courants dans la conception optimale de la machine moyennant un temps de calcul raisonnable (<1 h). Les résultats finaux montrent que la prise en compte du convertisseur à la fois dans l'optimisation géométrique et dans la commande locale des courants permet une réduction de 27 % des pertes moyennes dans le bilan énergétique total.

Enfin, la modélisation mathématique des systèmes électriques ainsi que le développement et la synthèse des différentes structures de régulation sont établis afin de proposer une validation du fonctionnement du système de conversion. En premier lieu, la simulation d'un seul module de conversion a permis d'établir le schéma de contrôle vectoriel pour la vitesse variable. Les résultats ont mis en évidence la dépendance directe du rendement du système de pompage avec les performances de régulation de vitesse selon un facteur 6. Ainsi, une structure de régulation à l'ordre supérieur est considérée et permet de contraindre le suivi de vitesse à une erreur inférieure à 1 %. Un banc d'essai expérimental par émulation du système de pompage appuie le bon fonctionnement cyclique du mécanisme de compression de REMORA.

Ensuite, l'étude de la commande et la modélisation est étendue à la plateforme inter modules. Une configuration de fonctionnement par déphasage temporel du fonctionnement des modules entre eux est analysée. Nous avons montré que celle-ci permet d'augmenter l'efficacité et de réduire les contraintes thermiques de l'électronique de puissance embarquée. Le second point abordé concerne le dimensionnement du bus DC qui assure le point de connexion électrique des modules. Une étude graphique de stabilité permet de le réduire à une valeur minimale de capacité qui garantit le fonctionnement sain de la plateforme. La modélisation et la commande permettent en conclusion une validation numérique par simulation du fonctionnement global de la plateforme à pleine échelle.

En résumé, ces travaux de thèse auront permis d'apporter au projet REMORA une vision plus précise de l'architecture électrique interne de la plateforme. L'élaboration d'un dimensionnement des équipements électriques et d'un contrôle-commande optimal participeront conjointement à la quantification du rendement de la conversion depuis l'électricité en entrée de la

plateforme jusqu'à la mise en réserve de l'air comprimé. De plus, la connaissance des échanges de puissance électrique globaux permettra pour la suite du projet d'avoir une meilleure appréhension des études à mener pour l'intégration électrique de cette puissance fluctuante. Enfin, d'un point de vue recherche, les travaux réalisés ont mis en évidence la possibilité d'aller vers une architecture de conversion optimale qui maximise le rendement de la plateforme de par le développement de dimensionnements non classiques des équipements, la connaissance des interactions multi physiques à développer ou encore la mise en œuvre de lois de commande non conventionnelles.

La diversité des travaux réalisés ouvre de nombreuses perspectives d'études sur les différents points abordés dans ce mémoire. Quelques-unes d'entre elles sont listées ci-dessous :

- Au niveau de la structure de commande au BEP des systèmes de pompage, nous avons élaboré une stratégie qui consiste à calculer les lois de variation de vitesse en amont de la boucle de régulation de vitesse. Ceci est notamment rendu possible par le caractère déterministe du système qui nous demande la maîtrise de l'évolution de la pression de l'air. Or, dans ce contrôle, aucune des grandeurs de la compression (pression ou volume) n'est asservie, ce qui suppose un fonctionnement idéal du système. Ainsi, dans la suite des travaux, il faudrait envisager d'intégrer la détermination de la vitesse de consigne à partir de l'acquisition temps-réel de la pression par exemple pour prendre en compte les aléas de fonctionnement. Compte tenu de la non-linéarité du modèle de la transmission mécanique, un algorithme de supervision non linéaire devra être implanté. La seconde difficulté soulignée dans le chapitre 3 est la nécessité de contrôler une trajectoire qui maximise les performances au cours de l'évolution de pression, mais qui puisse également garantir que le bon niveau de pression finale sera atteint en fin de cycle. Ainsi, le problème de la commande temps réel qui optimise les flux énergétiques devient un problème complexe à mettre en œuvre qui requerra des outils d'automatique avancée.
- En ce qui concerne le dimensionnement des sous-systèmes électromécaniques, les deux points suivants pourront être sujets à amélioration dans la méthodologie proposée. Tout d'abord, le modèle thermique d'échauffement de la machine est un modèle en régime permanent basé sur l'hypothèse que la machine effectue suffisamment de cycles successifs pour atteindre le régime permanent. Or, l'étude thermique réalisée après dimensionnement montre que les températures des MSAPs tendent vers le régime permanent, mais ne l'atteignent pas. Ainsi, un modèle plus élaboré permettrait une réduction supplémentaire du dimensionnement. Toutefois, notons qu'au vu des résultats, le gain ne serait certainement pas significatif et au détriment d'une augmentation du temps d'exécution.

Deuxièmement, le cycle est réduit selon une distribution temporelle uniforme. Au vu du caractère exponentiel du profil de fonctionnement, une distribution énergétique uniforme pourrait améliorer la précision de l'optimisation, de telle sorte à ce que chaque point du cycle réduit considère le même poids énergétique.

Plus largement, pour envisager l'optimisation de la chaîne complète, il faudrait développer un modèle suffisamment simple de la pompe afin de l'intégrer et de permettre la réduction des pertes du système de pompage complet, c'est-à-dire de l'ensemble {convertisseur - MSAP - pompe} à partir du cycle de compression donnée.

— Dans le contrôle-commande à vitesse variable, les performances de régulation de vitesse sont fortement dépendantes des performances du système de pompage. Avec les caractéristiques de vitesse et de couple mécanique développées par les pompes, la régulation de vitesse pourrait être améliorée à l'aide d'un régulateur non linéaire. De plus, dans ces

travaux, les termes inertiels sont limités à l'inertie mécanique au niveau de l'arbre de transmission. Or, le régime dynamique des systèmes hydrauliques entraînerait potentiellement une variation d'inertie supplémentaire qui peut perturber la bonne régulation de vitesse. Par conséquent, l'implémentation d'une structure de régulation plus robuste aux perturbations serait à envisager.

L'entrelacement du fonctionnement des modules sur le bus DC permet la réduction des variations du flux de puissance totale de la plateforme. Toutefois, celles-ci restent importantes, de l'ordre du mégawatt. Une perspective d'étude pour le lissage de la puissance consisterait à hybrider le bus DC avec des systèmes de stockage de nature différente. Les oscillations sont de grande puissance et de grande capacité également, ainsi il n'apparaît pas une solution franche quant à la technologie la plus adéquate. Il serait donc intéressant de considérer la mutualisation de plusieurs systèmes de stockage afin de tirer profit des avantages de chacun. Par exemple, en perspectives, l'optimisation d'un dimensionnement du stockage annexe composé de batteries et de super-capacités selon des critères techniques, voire économiques, permettrait de trouver le meilleur compromis de dimensionnement entre les batteries et les super-capacités pour le lissage de la puissance.

Annexe A

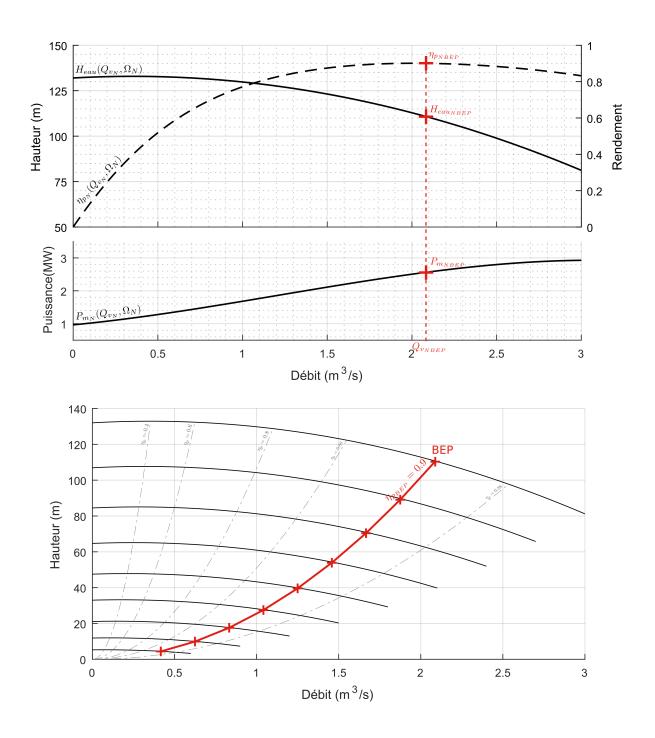
Caractérisation des pompes hydrauliques centrifuges

A.1 Détermination empirique des courbes de fonctionnement en mode turbine à partir de la caractéristique de la pompe

Étape	Variables	Équations
1	Données du BEP en mode pompe pour Ω_N	Débit : $Q_{p_{BEP}}$ Hauteur d'eau : $H_{p_{BEP}}$ Vitesse spécifique : $n_p = \Omega_N \sqrt{\frac{Q_{p_{BEP}}}{H_{p_{BEP}}^{0.75}}}$ Rendement : $\eta_{p_{BEP}}$
2	Données du BEP en mode turbine pour Ω_N	Débit : $Q_{t_{BEP}} = \frac{1}{\eta_{p_{BEP}}^{0.8}} Q_{p_{BEP}}$ Hauteur d'eau : $H_{t_{BEP}} = \frac{1}{\eta_{p_{BEP}}^{1.2}} H_{p_{BEP}}$ Vitesse spécifique : $n_t = 0.95 n_p \sqrt{\eta_{p_{BEP}}}$
3	Courbes de fuite en mode turbine	$Q_{L_N} = (0.3 + n_p/400)Q_{t_{BEP}}$ $H_{L_N} = (0.55 - 0.002n_q)H_{t_{BEP}}$
4	Courbes nominales en mode turbine	Pour $Q_t = [Q_{t_{min}}; Q_{t_{max}}]:$ $H_t = H_{t_{BEP}} - \frac{H_{t_{BEP}} - H_{L_N}}{Q_{t_{BEP}}^2 - Q_{L_N}^2} \left(Q_{t_{BEP}}^2 - Q_t^2\right)$

A.2 Caractéristiques des pompes centrifuges BP et HP

A.2.1 Courbes de fonctionnement de la pompe HP



A.2.2 Paramètres des pompes hydrauliques BP et HP

Quantité	BP	НР
Ω_N	425 tr.min^{-1}	985 tr.min^{-1}
Coefficients d'in	terpolation	
a_0	38.9	132
a_1	-0.619	5.17
a_2	-0.368	-7.39
b_0	$9.93.10^5$	$9.66.10^5$
b_1	$-2.09.10^4$	$4.94.10^5$
b_2	$5.57.10^5$	$3.07.10^5$
b_3	$-6.47.10^3$	$-8.46.10^4$
Coefficient de sir	militudes au BEP	
$k_{Q_{vBEP}}$	0.102	0.0202
$k_{H_{eauBEP}}$	0.0146	0.01
$k_{C_{pBEP}}$	16.4	2.33

Annexe B

Caractéristiques des convertisseurs BP et HP

B.1 Données constructeur du module IGBT BP

ABB HiPak 5SNA 1600N170100

- $V_{CE} = 1700 \text{ V}$
- $I_C = 1600 \text{ A}$
- Paramètres du modèle des pertes :

Paramètre	Valeur
$\overline{V_{0_i}}$	2.3 V
\mathcal{R}_{0_i}	$0.8~\mathrm{m}\Omega$
V_{0_d}	1.7 V
\mathcal{R}_{0_i}	$1.1~\mathrm{m}\Omega$
$V_{ce_{max}}$	1700 V

• Paramètres du modèle thermique :

Composant	R_1	$ au_1$	R_2	$ au_2$	R_3	$ au_3$	R_4	$ au_4$	R_{j-c}
	(K/kW	7) (ms)	(K/kV	V) (ms)	(K/kW	/) (ms)	(K/kW	7) (ms)	(K/W)
IGBT	7.59	202	1.8	20.3	0.743	2.1	0.369	0.52	11
Diode	12.6	210	2.89	29.6	1.3	7.01	1.26	1.49	18

B.2 Données constructeur du module IGBT HP

ABB HiPak 5SNA 3600E170300

- $V_{CE} = 1700 \text{ V}$
- $I_C = 3600 \text{ A}$
- Paramètres du modèle des pertes :

Paramètre	Valeur
$\overline{V_{0_i}}$	2.5 V
\mathcal{R}_{0_i}	$0.5~\mathrm{m}\Omega$
V_{0_d}	2.2 V
\mathcal{R}_{0_i}	$0.2~\mathrm{m}\Omega$
$V_{ce_{max}}$	1700 V

• Paramètres du modèle thermique :

Composant	R_1	$ au_1$	R_2	$ au_2$	R_3	$ au_3$	R_4	$ au_4$	R_{j-c}
	(K/kW	7) (ms)	(K/W)						
IGBT	5.06	202.9	1.201	20.3	0.495	2.01	0.246	0.52	9
Diode	8.43	210	1.93	29.6	0.866	7.01	0.839	1.49	18

Annexe C

Calcul de la masse d'une MSAP

Le fer compose le rotor, les dents et la culasse rotorique. Le volume de total de fer est :

$$V_{fe} = V_d + V_c + V_{rotor}$$

avec

$$V_d = \pi (R^2 - R_w^2) L$$

$$V_c = \pi k_d (R^2 - R_w^2) L$$

$$V_{rotor} = \pi (R_s - e - e_{mg})^2 L$$

Ls volume du cuivre composant les conducteurs est :

$$V_{cu} = \frac{\pi (R_w^2 - R_s^2)}{n_c} k_L L$$

Enfin, le volume des aimants s'écrit :

$$V_{mg} = \pi p \left((R_s - e)^2 - (R_s - e - e_{mg})^2 \right) L$$

Les masses des matériaux respectifs s'obtiennent à partir des volumes et de la masse volumique du matériau noté ρ .

$$m_{fe} = \rho_{fe} V_{fef}$$

$$m_{cu} = \rho_{cu} V_{cu}$$

$$m_{mg} = \rho_{mg} V_{mg}$$

La masse totale de la MSAP s'écrit finalement :

$$m_{MSAP} = m_{fe} + m_{cu} + m_{mg}$$

Les valeurs des masses volumiques utilisées dans le calcul sont données dans le tableau suivant :

Masse volumique	Valeur
$\overline{ ho_{fe}}$	7800 kg.m^{-3}
$ ho_{cu}$	8920 kg.m^{-3}
$ ho_{mg}$	7600 kg.m^{-3}

Annexe D

Données du banc d'essai expérimental

D.1 Données de la MSAP

Paramètre	Valeur				
Grandeurs au point nominal					
Vitesse nominale	1500 tr.min^{-1}				
Puissance nominale	4.4 kW				
Tension nominale	400 V				
Courant nominal	16.4 A				
Paramètr	es				
Résistance statorique	0.25 Ω				
Inductance cyclique	1.8 mH				
Flux à vide	0.32 Wb				
Nombre de paires de pôles	4				
Inertie	$0.774.10^{-3} \text{ kg.m}^2$				
Frottements visqueux	$8.9.10^{-3} \text{ N.m.s}^{-1}$				
Paramètres des correcteurs					
Régulateur de courant	$K_i = 5.12, \tau_i = 0.17 \text{ ms}$				
Régulateur de vitesse	$K_v = 1.22, \tau_v = 4 \text{ ms}$				

D.2 Données de la MCC

Paramètre	Valeur				
Grandeurs au point nominal					
Vitesse nominale	1500 tr.min^{-1}				
Tension nominale	220 V				
Courant nominal	13.6 A				
Courant d'excitation	0.8 A				
Paramètres					
Résistance	1.2 Ω				
Inductance	8.5 mH				
Constante de f.e.m.	$1.11 \text{ V.s.} \text{rad}^{-1}$				
Inertie	$1.62.10^{-3} \text{ kg.m}^2$				
Paramètre du correcteur					
Régulateur de courant $K_i = 5.12, \tau_i = 0.17 \mathrm{ms}$					

Annexe E

Calcul des impédances d'entrée et de sortie pour l'étude de stabilité

E.1 Impédance d'entrée de l'ensemble {convertisseur - MSAP}

L'impédance d'entrée de l'ensemble {convertisseur - MSAP} a la forme suivante :

$$Z_{in} = \frac{b_0 + b_1 p + b_2 p^2 + b_3 p^3 + b_4 p^4}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3 + a_4 p^4}$$

Le développement complet du modèle est donné dans [144]. Les coefficients a_0 , a_1 , a_2 a_3 , a_4 , b_0 , b_1 , b_2 b_3 et b_4 dépendent des données du problèmes ainsi que des différentes grandeurs X_0 évaluées au point de fonctionnement considéré. Les expressions des coefficients sont les suivantes :

$$b_{0} = G_{0}K_{v}K_{i}U_{dc}^{*2}p\sqrt{3}\Phi_{0}$$

$$b_{1} = G_{0}K_{i}U_{dc}^{*}\left(\left(K_{v}p\sqrt{3}\Phi_{0}(\tau_{v} + \tau_{i})\right) + \tau_{v}f\right)U_{dc}^{*}$$

$$b_{2} = \tau_{v}\left(G_{0}K_{i}U_{dc}^{*}\left(\tau_{i}(K_{v}p\sqrt{3}\Phi_{0} + f_{m}) + J\right) + \tau_{i}\mathcal{R}_{s}f_{m}\right)U_{dc}^{*}$$

$$b_{3} = \tau_{v}\tau_{i}(\mathcal{R}_{s}J + \mathcal{L}_{s}f_{m} + G\varsigma_{0}K_{i}U_{dc}^{*}J)U_{dc}^{*}$$

$$b_{4} = T_{v}T_{i}L_{s}JV_{dc_{0}}$$

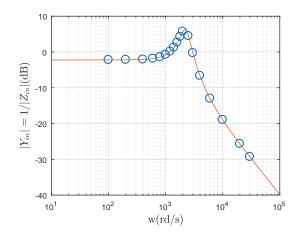
$$\begin{split} a_0 &= -G_0 K_v K_i U_{dc_0}^* I_{dc_0} p \sqrt{3} \Phi_0 \\ a_1 &= -G_0 K_i U_{dc_0} I_{dc_0} \left(K_v p \sqrt{3} \Phi_0 (\tau_v + \tau_i) + \tau_v f_m \right) \\ a_2 &= \tau_v [\tau_i [\tau_i (G_0^2 U_{dc_0} f_m (\mathcal{R}_s^2 I_{q_0}^2 + (p \sqrt{3} \Phi_0)^2) + \\ G_0 I_{q_0} \mathcal{R}_s f_m (\mathcal{R}_s I_{q_0} + p \sqrt{3} \Phi_0) \\ &- G_0 K_v K_i U_{dc_0} I_{dc_0} p \sqrt{3} \Phi_0 \\ &+ G_0^2 U_{dc_0} I_{q_0} p \sqrt{3} \Phi_0 (p \sqrt{3} \Phi_0 (\mathcal{R}_s I_{q_0} + p \Omega_0 \sqrt{3} \Phi_0) + 2 * \mathcal{R}_s f_m \Omega_0) - \mathcal{R}_s f_m I_{dc_0}] \\ &- G_0 K_i U_{dc_0} I_{dc_0} (J + \tau_i f_m)] \\ a_3 &= \tau_v \tau_i [G_0^2 U_{dc_0} J p \sqrt{3} \Phi_0 \Omega_0 (2 \mathcal{R}_s I_{q_0} + p \sqrt{3} \Phi_0 \Omega_0) + (\mathcal{R}_s J + \mathcal{L}_s f_m) (G_0 I_{q_0} (\mathcal{R}_s I_{q_0} p \sqrt{3} \Phi_0 \Omega_0) - I_{dc_0}) \\ &+ G_0 U_{dc_0} J (G_0 \mathcal{R}_s^2 I_{q_0}^2 - K_i I_{dc_0})] \\ a_4 &= \tau_v \tau_i \mathcal{L}_s J (G_0 I_{q_0} (\mathcal{R}_s I_{q_0} + p \sqrt{3} \Phi_0 \Omega_0) - I_{dc_0}) \end{split}$$

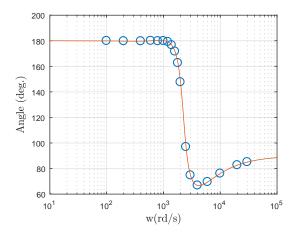
Validation du modèle avec la simulation : Comparaison des expressions analytiques avec le modèle implémenté dans la simulation

A partir de la simulation de l'ensemble {convertisseur - machine} piloté en vitesse, on ajoute à la tension U_{dc^*} une composante alternative d'amplitude 1 V pour différentes valeurs de fréquence. L'amplitude de la variation du courant I_{dc_m} à l'issue de la régulation de vitesse en un point donné permet d'obtenir directement le gain de l'impédance de sortie pour chaque fréquence de l'ondulation. La mesure du déphasage entre le courant et la tension côté DC renseigne la phase de Z_{in} .

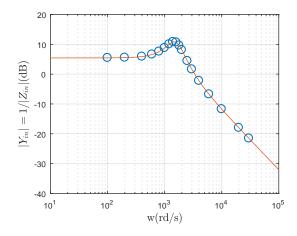
Les figures ci-dessous comparent les diagrammes de Bode des admittances équivalentes, $Y_{in} = 1/Z_{in}$, issues du modèle analytique présenté précédemment avec la simulation du modèle non-linéaire des sous-ensembles BP et HP. Les deux modèles se superposent, permettant ainsi de valider le modèle d'impédance des charges BP et HP qui équipent chaque module de conversion.

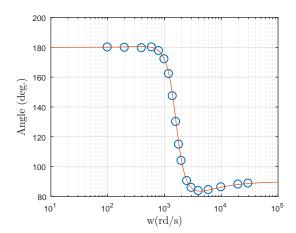
— Comparaison de $Y_{in_{BP}} = 1/Z_{in_{BP}}$:





— Comparaison de $Y_{in_{HP}} = 1/Z_{in_{HP}}$:





E.2 Impédance de sortie du convertisseur côté réseau

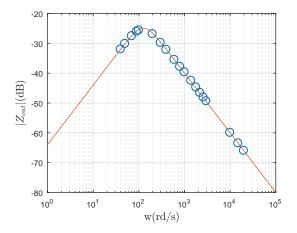
Sous l'hypothèse que le redresseur est alimenté par un réseau électrique supposé parfait et infini, et que les courants I_{g_d} et I_{g_q} sont parfaitement régulés, soit que la puissance fournit par

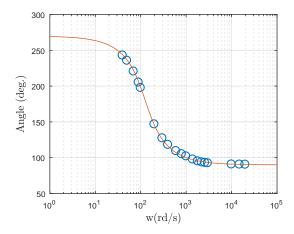
le réseau P_g est égale à la puissance de référence P_g^* , l'impédance de sortie dont le modèle est développé dans [147] s'écrit :

$$Z_{out} = \frac{\delta U_{dc}}{\delta I_{dc_m}} = \frac{-(1/C_{bus})p}{p^2 + (\frac{P_0^*}{C_{bus}U_{dc_0}^2} + \frac{K_{dc}}{C_{bus}U_{dc_0}})p + \frac{K_{dc}}{C_{bus}U_{dc_0}\tau_{dc}}}$$

Validation du modèle avec la simulation : Comparaison de l'expression analytique avec le modèle implanté dans la simulation

Comme pour l'impédance d'entrée, l'expression de l'impédance de sortie est validée en comparant le diagramme de Bode en gain et en phase du modèle linéarisé ci-dessus avec les résultats issus de la modélisation du modèle complet non-linéaire. Le résultat ci-dessous montre que les points extraits de la simulation du redresseur commandé se confondent avec la caractéristique fréquentielle de la fonction de transfert Z_{out} , en gain comme en phase. Par conséquent, le modèle présenté négligeant la régulation des courants de lignes est validé.





Liste des publications

Revues

- O. Maisonnave, N. Bernard, L. Moreau, R. Aubrée, MF. Benkhoris, T. Neu, *Optimal design of a converter-machine system on a load profile applied to a CAES system*, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 34, no. 4, pp. 1839-1847, Décembre 2019.
- O. Maisonnave, L. Moreau, R. Aubrée, MF. Benkhoris, T. Neu, Optimal energy management of an underwater compressed air energy storage station using pumping systems, Energy Conversion & Management, Vol. 165, pp. 771-782, juin 2018.

Conférences

- O. Maisonnave, L. Moreau, R. Aubrée, MF. Benkhoris, T. Neu, *Thermal analysis of the power distribution system as part of an underwater compressed air energy storage station*, ELECTRIMACS, Salernes, Italie, mai 2019.
- O. Maisonnave, N. Bernard, L. Moreau, R. Aubrée, MF. Benkhoris, T. Neu, Optimisation sur cycle du dimensionnement d'une MSAP appliquée à un système de stockage offshore par air comprimé, Symposium de Génie Électrique, Nancy, France, juillet 2018.
- O. Maisonnave, L. Moreau, R. Aubrée, MF. Benkhoris, T. Neu, Best efficiency point management of an underwater compressed air energy storage system using PMSM drive, IECON 2017 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Pékin, Chine, pp. 2755-2760, novembre 2017.

Bibliographie

- [1] I. E. Agency, "Wold Energy Outlook 2017," tech. rep., Nov. 2017.
- [2] "Reunion parlementaire à l'occasion de la conférence des nations unis sur les changements climatiques Document final," tech. rep., Union interparlementaire, Parlement français, Dec. 2015.
- [3] "Contribution de l'ADEME à l'élaboration de visions énergétiques 2030-2050," tech. rep., ADEME, 2014.
- [4] I. Táczi, "Overview of the Energy Storage Possibilities to Support the Electrical Power System," tech. rep., Energy Regulations Regional Association, Budapest, Hongry, 2016.
- [5] X. Li, D. Hui, and X. Lai, "Battery Energy Storage Station (BESS)-Based Smoothing Control of Photovoltaic (PV) and Wind Power Generation Fluctuations," *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, vol. 4, pp. 464–473, Apr. 2013.
- [6] T. Ma, H. Yang, and L. Lu, "A feasibility study of a stand-alone hybrid solar—wind—battery system for a remote island," *Applied Energy*, vol. 121, pp. 149–158, May 2014.
- [7] L. Sheng, Z. Zhou, J. Charpentier, and M. Benbouzid, "Stand-alone island daily power management using a tidal turbine farm and an ocean compressed air energy storage system," *Renewable Energy*, vol. 103, pp. 286–294, Apr. 2017.
- [8] S. Abdelhady, D. Borello, and E. Tortora, "Design of a small scale stand-alone solar thermal co-generation plant for an isolated region in Egypt," *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 872–882, Dec. 2014.
- [9] B. Bogno, M. Sali, and M. Aillerie, "Technical and Economic Sizing of the Energy Storage in an Autonomous Hybrid Power Generator for Rural Electrification in Sub-equatorial Area of Africa," *Energy Procedia*, vol. 74, pp. 707–717, Aug. 2015.
- [10] O. Krishan and S. Suhag, "An updated review of energy storage systems: Classification and applications in distributed generation power systems incorporating renewable energy resources," *International Journal of Energy Research*, vol. 43, pp. 6171–6210, Oct. 2019.
- [11] "World Energy Ressources," tech. rep., World Energy Council, 2016.
- [12] E. Barbour, I. G. Wilson, J. Radcliffe, Y. Ding, and Y. Li, "A review of pumped hydro energy storage development in significant international electricity markets," *Renewable* and Sustainable Energy Reviews, vol. 61, pp. 421–432, Aug. 2016.
- [13] M. Guittet, M. Capezzali, L. Gaudard, F. Romerio, F. Vuille, and F. Avellan, "Study of the drivers and asset management of pumped-storage power plants historical and geographical perspective," *Energy*, vol. 111, pp. 560–579, Sept. 2016.
- [14] G. Caralis, D. Papantonis, and A. Zervos, "The role of pumped storage systems towards the large scale wind integration in the Greek power supply system," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 2558–2565, June 2012.
- [15] S. V. Papaefthymiou, E. G. Karamanou, S. A. Papathanassiou, and M. P. Papadopoulos, "A Wind-Hydro-Pumped Storage Station Leading to High RES Penetration in the

- Autonomous Island System of Ikaria," *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, vol. 1, pp. 163–172, Oct. 2010.
- [16] O. Palizban and K. Kauhaniemi, "Energy storage systems in modern grids Matrix of technologies and applications," *Journal of Energy Storage*, vol. 6, pp. 248–259, 2016.
- [17] Y. Yang, S. Bremner, C. Menictas, and M. Kay, "Battery energy storage system size determination in renewable energy systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91, pp. 109–125, Aug. 2018.
- [18] M. C. Such and C. Hill, "Battery energy storage and wind energy integrated into the Smart Grid," in 2012 IEEE PES Innovative Smart Grid Technologies (ISGT), (Washington, DC, USA), pp. 1–4, IEEE, Jan. 2012.
- [19] M. McManus, "Environmental consequences of the use of batteries in low carbon systems: The impact of battery production," *Applied Energy*, vol. 93, pp. 288–295, May 2012.
- [20] C. Darras, M. Muselli, P. Poggi, C. Voyant, J.-C. Hoguet, and F. Montignac, "PV output power fluctuations smoothing: The MYRTE platform experience," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, pp. 14015–14025, Oct. 2012.
- [21] Ioan Sarbu and Calin Sebarchievici, "A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage," Sustainability, vol. 10, p. 191, Jan. 2018.
- [22] Z. Wang, R. Carriveau, D. S.-K. Ting, W. Xiong, and Z. Wang, "A review of marine renewable energy storage," *International Journal of Energy Research*, vol. 43, pp. 6108– 6150, Jan. 2019.
- [23] A. Hiratsuka, T. Arai, and T. Yoshimura, "Seawater pumped-storage power plant in Okinawa island, Japan," *Engineering geology*, vol. 35, no. 3-4, pp. 237–246, 1993.
- [24] P. Brun, B. Mayou, and M. Ayoub, "La STEP marine de petit canal en Guadeloupe: Une solution de stockage pour l'insertion des ENR intermittentes," *Energy Planning, Policy and Economy*, no. 1, pp. 7–12, 2015.
- [25] H. Hahn, D. Hau, C. Dick, and M. Puchta, "Techno-economic assessment of a subsea energy storage technology for power balancing services," *Energy*, vol. 133, pp. 121–127, Aug. 2017.
- [26] M. Puchta, J. Bard, C. Dick, D. Hau, B. Krautkremer, F. Thalemann, and H. Hahn, "Development and testing of a novel offshore pumped storage concept for storing energy at sea Stensea," *Journal of Energy Storage*, vol. 14, pp. 271–275, Dec. 2017.
- [27] A. H. Slocum, G. E. Fennell, G. Dundar, B. G. Hodder, J. D. C. Meredith, and M. A. Sager, "Ocean Renewable Energy Storage (ORES) System: Analysis of an Undersea Energy Storage Concept," *Proceedings of the IEEE*, vol. 101, pp. 906–924, Apr. 2013.
- [28] C. Lay and A. Garg, "STENSEA -Stored Energy in the Sea," in 7th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition, (Berlin, Germany), Nov. 2012.
- [29] "http://sinkfloatsolutions.com/fr/."
- [30] "http://www.mgh-energy.com/#mgh-stockage-d-energie-en-mer."
- [31] S. D. Lim, A. P. Mazzoleni, J.-k. Park, P. I. Ro, and B. Quinlan, "Conceptual design of ocean compressed air energy storage system," *Marine Technology Society Journal*, vol. 47, no. 2, pp. 70–81, 2013.
- [32] Z. Wang, W. Xiong, D. S.-K. Ting, R. Carriveau, and Z. Wang, "Comparison of underwater and underground CAES systems for integrating floating offshore wind farms," *Journal of Energy Storage*, vol. 14, pp. 276–282, Dec. 2017.
- [33] Hydrostor, "Underwater compressed air energy storage," livre blanc Hydrostor, 2013.

- [34] B. C. Cheung, R. Carriveau, and D. S.-K. Ting, "Parameters affecting scalable underwater compressed air energy storage," *Applied Energy*, vol. 134, pp. 239–247, Dec. 2014.
- [35] M. Budt, D. Wolf, R. Span, and J. Yan, "A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments," *Applied Energy*, vol. 170, pp. 250– 268, May 2016.
- [36] H. Mozayeni, M. Negnevitsky, X. Wang, F. Cao, and X. Peng, "Performance Study of an Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage System," *Energy Procedia*, vol. 110, pp. 71–76, Mar. 2017.
- [37] V. Tola, V. Meloni, F. Spadaccini, and G. Cau, "Performance assessment of Adiabatic Compressed Air Energy Storage (A-CAES) power plants integrated with packed-bed thermocline storage systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 151, pp. 343–356, Nov. 2017.
- [38] W. He, J. Wang, Y. Wang, Y. Ding, H. Chen, Y. Wu, and S. Garvey, "Study of cycle-to-cycle dynamic characteristics of adiabatic Compressed Air Energy Storage using packed bed Thermal Energy Storage," *Energy*, vol. 141, pp. 2120–2134, Dec. 2017.
- [39] A. Sciacovetti, Y. Li, H. Chen, Y. Wu, J. Wang, S. Garvey, and Y. Ding, "Dynamic simulation of adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage Link between components performances and plant performance," *Applied Energy*, vol. 185, pp. 16–28, 2017.
- [40] "https://alacaes.com/."
- [41] L. Geissbühler, V. Becattini, G. Zanganeh, S. Zavattoni, M. Barbato, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Pilot-scale demonstration of advanced adiabatic compressed air energy storage, Part 1: Plant description and tests with sensible thermal-energy storage," *Journal of Energy Storage*, vol. 17, pp. 129–139, June 2018.
- [42] S. Lemofouet-Gatsi, Investigation and Optimisation of Hybrid Electricity Storage Systems Based on Compressed Air and Supercapacitors. PhD thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Suisse, 2006.
- [43] M. Saadat and P. Y. Li, "Modeling and control of a novel compressed air energy storage system for offshore wind turbine," in 2012 American Control Conference (ACC), (Fairmont Queen Elizabeth, Montréal, Canada), pp. 3032–3037, June 2012.
- [44] D. Buhagiar and T. Sant, "Modelling of a novel hydro-pneumatic accumulator for large-scale offshore energy storage applications," *Journal of Energy Storage*, vol. 14, pp. 283–294, Dec. 2017.
- [45] J. D. Van de Ven and P. Y. Li, "Liquid piston gas compression," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2183–2191, Oct. 2009.
- [46] M. Antonelli, S. Barsali, U. Desideri, R. Giglioli, F. Paganucci, and G. Pasini, "Liquid air energy storage: Potential and challenges of hybrid power plants," *Applied Energy*, vol. 194, pp. 522–529, May 2017.
- [47] E. O. Sampedro, Étude d'un Système Hydropneumatique de Stockage d'énergie Utilisant Une Pompe/Turbine Rotodynamique. PhD thesis, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers-ENSAM, Paris, France, 2013.
- [48] D. Buhagiar, T. Sant, R. N. Farrugia, L. Aquilina, D. Farrugia, and F. M. Strati, "Small-scale Experimental Testing of a Novel Marine Floating Platform with Integrated Hydropneumatic Energy Storage," *Journal of Energy Storage*, vol. 24, p. 100774, Aug. 2019.
- [49] C. Qin, E. Loth, P. Li, T. Simon, and J. Van de Ven, "Spray-cooling concept for wind-based compressed air energy storage," *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 6, p. 043125, July 2014.

- [50] A. Odukomaiya, A. Abu-Heiba, K. R. Gluesenkamp, O. Abdelaziz, R. K. Jackson, C. Daniel, S. Graham, and A. M. Momen, "Thermal analysis of near-isothermal compressed gas energy storage system," *Applied Energy*, vol. 179, pp. 948–960, Oct. 2016.
- [51] T. Neu, Etude Expérimentale et Modélisation de La Compression Quasi Isotherme d'air Pour Le Stockage d'énergie En Mer. PhD thesis, Insititut Mines-Télécom Atlantique, Nantes, France, June 2017.
- [52] J. lian Yin, D. zhong Wang, Y.-T. Kim, and Y.-H. Lee, "A hybrid energy storage system using pump compressed air and micro-hydro turbine," *Renewable Energy*, vol. 65, pp. 117–122, May 2014.
- [53] A. Odukomaiya, A. Abu-Heiba, K. R. Gluesenkamp, O. Abdelaziz, R. K. Jackson, C. Daniel, S. Graham, and A. M. Momen, "Thermal analysis of near-isothermal compressed gas energy storage system," *Applied Energy*, vol. 179, pp. 948–960, Oct. 2016.
- [54] I. Bakman, L. Gevorkov, and V. Vodovozov, "Efficiency control for adjustment of number of working pumps in multi-pump system," in 2015 9th International Conference on Compatibility and Power Electronics (CPE), (Costa da Caparica, Portugal), pp. 396–402, IEEE, June 2015.
- [55] Z. Yang and H. Borsting, "Energy efficient control of a boosting system with multiple variable-speed pumps in parallel," in 49th IEEE Conference on Decision and Control, (Atlanta, USA), pp. 2198–2203, IEEE, Dec. 2010.
- [56] M. Koor, A. Vassiljev, and T. Koppel, "Optimization of pump efficiencies with different pumps characteristics working in parallel mode," *Advances in Engineering Software*, vol. 101, pp. 69–76, Nov. 2016.
- [57] T. Neu, "Device and method for converting and storing electric energy in the form of compressed air," Dec. 2016.
- [58] V. Vodovozov and Z. Raud, "Energy management in a centrifugal pumping plant," in *IEEE EUROCON 2017 -17th International Conference on Smart Technologies*, (Ohird, Macedonia), pp. 347–352, IEEE, July 2017.
- [59] A. Joseph, K. Desingu, R. R. Semwal, T. R. Chelliah, and D. Khare, "Dynamic Performance of Pumping Mode of 250 MW Variable Speed Hydro-Generating Unit Subjected to Power and Control Circuit Faults," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 33, pp. 430–441, Mar. 2018.
- [60] A. Marchi, A. R. Simpson, and N. Ertugrul, "Assessing variable speed pump efficiency in water distribution systems," *Drinking Water Engineering and Science*, vol. 5, pp. 15–21, July 2012.
- [61] V. K. Arun Shankar, S. Umashankar, S. Paramasivam, and N. Hanigovszki, "A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system," Applied Energy, vol. 181, pp. 495–513, Nov. 2016.
- [62] M. Pluviose, Machines à Fluides Principe de Fonctionnement. Technosup, ellipses ed., 2010.
- [63] M. Binama, W.-T. Su, X.-B. Li, F.-C. Li, X.-Z. Wei, and S. An, "Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 148–179, Nov. 2017.
- [64] S. Barbarelli, M. Amelio, and G. Florio, "Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines," *Energy*, vol. 107, pp. 103–121, July 2016.
- [65] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana, M. Giugni, and G. Marini, "Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation," *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 180–187, Dec. 2016.

- [66] S.-S. Yang, S. Derakhshan, and F.-Y. Kong, "Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance," *Renewable Energy*, vol. 48, pp. 507–513, Dec. 2012.
- [67] J. F. Gülich, Centrifugal Pumps. springer ed., 2008.
- [68] S. Caba, M. Lepper, and S. Liu, "Nonlinear controller and observer design for centrifugal pumps," in 2016 IEEE Conference on Control Applications (CCA), (Buenos Aires, Argentine), pp. 569–574, IEEE, Oct. 2016.
- [69] T. Brezina, J. Kovar, and T. Hejc, "Modeling and control of system with pump and pipeline by pole placement method," in 14th International Conference Mechatronika, (Trencianske Teplice, Slovakia), pp. 6–9, IEEE, June 2011.
- [70] H. Zhang, D. Chen, B. Xu, E. Patelli, and S. Tolo, "Dynamic analysis of a pumped-storage hydropower plant with random power load," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 100, pp. 524–533, Feb. 2018.
- [71] I. Ben Ali, M. Turki, J. Belhadj, and X. Roboam, "Systemic design of a reverse osmosis desalination process powered by hybrid energy storage," in 2014 International Conference on Electrical Sciences and Technologies in Maghreb (CISTEM), IEEE, (Tunis, Tunisie), Nov. 2014.
- [72] Y. Pannatier, B. Kawkabani, C. Nicolet, J.-J. Simond, A. Schwery, and P. Allenbach, "Investigation of Control Strategies for Variable-Speed Pump-Turbine Units by Using a Simplified Model of the Converters," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, pp. 3039–3049, Sept. 2010.
- [73] M. I. Jahmeerbacus, "Flow rate regulation of a variable speed driven pumping system using fuzzy logic," in 2015 4th International Conference on Electric Power and Energy Conversion Systems (EPECS), pp. 1–6, IEEE, Nov. 2015.
- [74] L. Belhadji, S. Bacha, I. Munteanu, and D. Roye, "Control of a small variable speed pumped-storage power plant," in 2013 Fourth International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives (POWERENG), pp. 787–792, IEEE, May 2013.
- [75] J. Marquez, M. G. Molina, and J. Pacas, "Dynamic modeling, simulation and control design of an advanced micro-hydro power plant for distributed generation applications," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 11, pp. 5772–5777, 2010.
- [76] A. Mokeddem, A. Midoun, D. Kadri, S. Hiadsi, and I. A. Raja, "Performance of a directly-coupled PV water pumping system," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 3089–3095, Sept. 2011.
- [77] A. Hamidat, B. Benyoucef, and T. Hartani, "Small-scale irrigation with photovoltaic water pumping system in Sahara regions," *Renewable Energy*, vol. 28, no. 7, pp. 1081–1096, 2003.
- [78] R. Chinthamalla, K. S. Ganesh, and S. Jain, "An optimal and efficient PV system using two 2-level cascaded 3-level inverter for Centrifugal pump," in 2014 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES), (Mumbai, India), pp. 1–6, IEEE, Dec. 2014.
- [79] S. Breban, Etude d'un Système de Conversion Électromécanique d'une Microcentrale Hydroélectrique à Vitesse Variable. PhD thesis, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers ParisTech, Paris, France, 2008.
- [80] V. Salas, E. Olías, A. Barrado, and A. Lázaro, "Review of the maximum power point tracking algorithms for stand-alone photovoltaic systems," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 90, pp. 1555–1578, July 2006.

- [81] Z. Zhou, F. Scuiller, J. F. Charpentier, M. Benbouzid, and T. Tang, "Power limitation control for a PMSG-based marine current turbine at high tidal speed and strong sea state," in 2013 International Electric Machines & Drives Conference, (Chicago, IL, USA), pp. 75–80, IEEE, May 2013.
- [82] L. Belhadji, S. Bacha, and D. Roye, "Direct Power Control of variable-speed microhydropower plant based on propeller turbine," in 2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM), (Marseille, France), pp. 2079–2084, IEEE, Sept. 2012.
- [83] Y. Pannatier, Optimisation Des Stratégies de Réglage d' Une Installation de Pompage-Turbinage à Vitesse Variable. PhD thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Suisse, 2010.
- [84] L. Belhadji, Optimisation Du Contrôle Commande d'un Système Hydraulique Réversible à Vitesse Variable. PhD thesis, Université de Grenoble, Grenoble, France, 2013.
- [85] J. Pyrhönen, T. Jokinen, V. Hrabovcová, and H. Niemelä, *Design of Rotating Electrical Machines*. John Wiley & Sons, Ltd., 2009.
- [86] N. Bernard, F. Martin, and M. E.-H. Zaïm, "Design Methodology of a Permanent Magnet Synchronous Machine for a Screwdriver Application," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 27, pp. 624–633, Sept. 2012.
- [87] B. Backlund, R. Schnell, U. Schlapbach, R. Fischer, and E. Tsyplakov, "Applying IGBTs," Tech. Rep. Application Note 5SYA 2053-04, ABB Switzerland Ltd, Lausanne, 2006. OCLC: 255239527.
- [88] G. Bramerdorfer, J. A. Tapia, J. J. Pyrhonen, and A. Cavagnino, "Modern Electrical Machine Design Optimization: Techniques, Trends, and Best Practices," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, pp. 7672–7684, Oct. 2018.
- [89] S. Gunther, S. Ulbrich, and W. Hofmann, "Driving cycle-based design optimization of interior permanent magnet synchronous motor drives for electric vehicle application," in 2014 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, (Ischia, Italy), pp. 25–30, IEEE, June 2014.
- [90] Q. Li, T. Fan, X. Wen, Y. Li, Z. Wang, and J. Guo, "Design optimization of interior permanent magnet sychronous machines for traction application over a given driving cycle," in *IECON 2017 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, (Beijing, China), pp. 1900–1904, IEEE, Oct. 2017.
- [91] A. Fatemi, D. M. Ionel, M. Popescu, Y. C. Chong, and N. Demerdash, "Design Optimization of a High Torque Density Spoke-Type PM Motor for a Race Drive Cycle," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 54, no. 5, pp. 4343–4354, September/October 2018.
- [92] E. Carraro, M. Morandin, and N. Bianchi, "Traction PMASR Motor Optimization According to a Given Driving Cycle," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 52, pp. 209–216, Jan. 2016.
- [93] S. Morimoto, Y. Tong, Y. Takeda, and T. Hirasa, "Loss minimization control of permanent magnet synchronous motor drives," *IEEE Transactions on industrial electronics*, vol. 41, pp. 511–517, Oct. 1994.
- [94] C. Mademlis and N. Margaris, "Loss minimization in vector-controlled interior permanent-magnet synchronous motor drives," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 49, pp. 1344–1347, Dec. 2002.
- [95] C. Cavallaro, A. DiTommaso, R. Miceli, A. Raciti, G. Galluzzo, and M. Trapanese, "Efficiency Enhancement of Permanent-Magnet Synchronous Motor Drives by Online Loss Minimization Approaches," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 52, pp. 1153–1160, Aug. 2005.

- [96] N. Uddin and B. Patel, "Loss minimization control of interior permanent magnet synchronous motor drive using adaptive backstepping technique," in 2013 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting, (Lake Buena Vista, FL, USA), pp. 1–7, IEEE, Oct. 2013.
- [97] P. H. Nguyen, E. Hoang, and M. Gabsi, "Performance Synthesis of Permanent-Magnet Synchronous Machines During the Driving Cycle of a Hybrid Electric Vehicle," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, pp. 1991–1998, June 2011.
- [98] L. Chedot, G. Friedrich, J.-M. Biedinger, and P. Macret, "Integrated Starter Generator: The Need for an Optimal Design and Control Approach. Application to a Permanent Magnet Machine," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 43, no. 2, pp. 551–559, March/April 2007.
- [99] J. Aubry, H. Ben Ahmed, and B. Multon, "Sizing Optimization Methodology of a Surface Permanent Magnet Machine-Converter System Over a Torque-Speed Operating Profile: Application to a Wave Energy Converter," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 59, pp. 2116–2125, May 2012.
- [100] J. Zhang, Optimization Design and Control Strategies of a Double Stator Permanent Magnet Generator for Tidal Current Energy Application. PhD Thesis, Université de Nantes, Laboratory IREENA, Saint-Nazaire, France, 2015.
- [101] O. de la Barrière, S. Hlioui, H. Ben Ahmed, M. Gabsi, and M. LoBue, "PM Axial Flux Machine Design for Hybrid Traction," Oil & Gas Science and Technology Revue de l'Institut Français du Pétrole, vol. 65, pp. 203–218, Jan. 2010.
- [102] N. Bernard, J. Oliver, T. Linh Dang, N. Bracikowski, and G. Berthiau, "High-speed PMSM design optimization for a flywheel accumulator considering the charge/discharge profile," in *ELECTRIMACS*, (Toulouse, France), July 2017.
- [103] L. Dang, N. Bernard, N. Bracikowski, and G. Berthiau, "Design Optimization with Flux Weakening of High-Speed PMSM for Electrical Vehicle Considering the Driving Cycle," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, pp. 9834–9843, Dec. 2017.
- [104] T. N. L. Dang, Dimensionnement Sur Cycle d'une Machine Synchrone à Aimants Permanents à Haute Vitesse de Rotation Application à La Propulsion Des Véhicules Automobiles. PhD thesis, Université de Nantes, Laboratory IREENA, Saint-Nazaire, France, 2017.
- [105] A. Seck, L. Moreau, M.-F. Benkhoris, and M. Machmoum, "Optimisation technico-économique d'une génératrice pentaphasée à FEM non sinusoïdale- redresseur MLI pour application hydrolienne," in *Symposium de Génie Electrique*, (Nancy, France), p. 6, July 2018.
- [106] J. Olivier, N. Bernard, S. Trieste, S. Bourguet, and L. Mendoza Aranguren, "Technoeconomic Optimization of Flywheel Storage System in transportation," in *Symposium de Génie Electrique*, (ENS Cachan, France), July 2014.
- [107] O. Maisonnave, N. Bernard, L. Moreau, M. F. Benkhoris, R. Aubrée, and T. Neu, "Optimisation sur cycle du dimensionnement d'une MSAP appliquée à un système de stockage offshore par air comprimé," in *Symposium de Génie Electrique*, (Nancy, France), July 2018.
- [108] M. L. Sough, D. Depernet, F. Dubas, B. Boualem, and C. Espanet, "PMSM and inverter sizing compromise applied to flywheel for railway application," in 2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, (Lille, France), pp. 1–5, IEEE, 2010.
- [109] A. Balamurali, G. Feng, C. Lai, V. Loukanov, and C. Kar, "Investigation into variation of permanent magnet synchronous motor-drive losses for system level efficiency improvement," in *IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, (Beijing, Chine), pp. 2014–2019, IEEE, Oct. 2017.

- [110] P. Bastiani, Stratégies de Commande Minimisant Les Pertes d'un Ensemble Convertisseur-Machine Alternative: Application à La Traction Électrique. PhD Thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France, 2001.
- [111] X. Ding, G. Liu, M. Du, H. Guo, C. Duan, and H. Qian, "Efficiency Improvement of Overall PMSM-Inverter System Based on Artificial Bee Colony Algorithm Under Full Power Range," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 52, pp. 1–4, July 2016.
- [112] J. Aubry, Optimisation Du Dimensionnement d'une Chaîne de Conversion Électrique Directe Incluant Un Système de Lissage de Production Par Supercondensateurs : Application Au Houlogénérateur SEAREV. PhD Thesis, École normale supérieure de Cachan-ENS Cachan, ENS Cachan, France, 2011.
- [113] L. Meysenc, M. Jylhakallio, and P. Barbosa, "Power Electronics Cooling Effectiveness Versus Thermal Inertia," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 20, pp. 687–693, May 2005.
- [114] C. Gombert, Simulation temps-réel des dispositifs d'Electronique de Puissance dédiés aux réseaux d'énergie électrique. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, Grenoble, France, 2005.
- [115] A. Merdassi, Outil d'aide à la modélisation moyenne de convertisseurs statiques pour la simulation de systèmes mécatroniques. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, Grenoble, France, 2009.
- [116] O. Maisonnave, L. Moreau, R. aubrée, M.-F. Benkhoris, T. Neu, and L. Loron, "Best efficiency point management of an underwater compressed air energy storage system using PMSM drive," in *IECON 2017 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, (Beijing, China), pp. 2755–2760, Oct. 2017.
- [117] P. de Larminat, "The Sufficient Duplication Principle: An Alternative Issue to the Internal Model Principle," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 28, pp. 249–253, July 1995.
- [118] C. Saudemont, G. Cimuca, B. Robyns, and M. Radulescu, "Grid connected or standalone real-time variable speed wind generator emulator associated to a flywheel energy storage system," in 2005 European Conference on Power Electronics and Applications, vol. -, (Dresden, Germany), pp. 1–10, Sept. 2005.
- [119] A. Darkawi, T. Kovaltchouk, H. B. Ahmed, B. Multon, and S. Hamonic, "Modélisation, Commande et Mise en Oeuvre de deux Ponts Triphasés Back-to-Back avec Contrôle des Flux de Puissance et de la Tension du Bus DC: Application à l'émulation de la chaîne de conversion électrique des houlogénérateurs directs," La Revue 3EI, pp. 61–71, 2015.
- [120] B. Guo, A. Mohamed, S. Bacha, and M. Alamir, "Variable speed micro-hydro power plant: Modelling, losses analysis, and experiment validation," in 2018 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT), (Lyon), pp. 1079–1084, IEEE, Feb. 2018.
- [121] N. Urasaki, T. Senjyu, and K. Uezato, "Relationship of Parallel Model and Series Model for Permanent Magnet Synchronous Motors Taking Iron Loss Into Account," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 19, pp. 265–270, June 2004.
- [122] C. Dutta and S. Tripathi, "Comparison between Conventional and Loss d-q Model of PMSM," in *International Conference on Emerging Trends in Electrical, Electronics and Sustainable Energy Systems*, (Sultanpur, India), Oct. 2016.
- [123] M. N. Uddin, H. Zou, and F. Azevedo, "Online Loss-Minimization-Based Adaptive Flux Observer for Direct Torque and Flux Control of PMSM Drive," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 52, pp. 425–431, Jan. 2016.

- [124] A. Rabiei, T. Thiringer, and J. Lindberg, "Maximizing the energy efficiency of a PMSM for vehicular applications using an iron loss accounting optimization based on nonlinear programming," in *Electrical Machines (ICEM)*, 2012 XXth International Conference On, (Marseille, France), pp. 1001–1007, IEEE, 2012.
- [125] C. Cavallaro, A. DiTommaso, R. Miceli, A. Raciti, G. Galluzzo, and M. Trapanese, "Efficiency Enhancement of Permanent-Magnet Synchronous Motor Drives by Online Loss Minimization Approaches," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 52, pp. 1153–1160, Aug. 2005.
- [126] L. Sepulchre, Pour l'optimisation de La Commande Des Machines Synchrones à Aimants Permanents En Régime de Haute Vitesse Pour Véhicule Électrique. PhD Thesis, Université de Toulouse, Toulouse, France, 2017.
- [127] J. Lee, K. Nam, S. Choi, and S. Kwon, "A lookup table based loss minimizing control for FCEV permanent magnet synchronous motors," in 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, (Arlington, USA), pp. 175–179, IEEE, Sept. 2007.
- [128] M. M. Amin and O. A. Mohammed, "Design and implementation of dc-bus system module for parallel integrated sustainable energy conversion systems," in 2011 IEEE Power and Energy Society General Meeting, (Detroit, MI, USA), pp. 1–8, IEEE, July 2011.
- [129] N. Strachan and D. Jovcic, "Offshore wind farm with centralised power conversion and DC interconnection," *IET Generation, Transmission & Distribution*, vol. 3, pp. 586–595, June 2009.
- [130] A. M. Dizqah, A. Maheri, K. Busawon, and A. Kamjoo, "A Multivariable Optimal Energy Management Strategy for Standalone DC Microgrids," *IEEE Transactions on Power Sys*tems, vol. 30, pp. 2278–2287, Sept. 2015.
- [131] X. Lu, J. M. Guerrero, K. Sun, J. C. Vasquez, R. Teodorescu, and L. Huang, "Hierarchical Control of Parallel AC-DC Converter Interfaces for Hybrid Microgrids," *IEEE Transac*tions on Smart Grid, vol. 5, pp. 683–692, Mar. 2014.
- [132] X. Lu and J. Wan, "Modeling and Control of the Distributed Power Converters in a Standalone DC Microgrid," *Energies*, vol. 9, p. 217, Mar. 2016.
- [133] C. Meyer, M. Höing, A. Peterson, and R. W. D. Doncker, "Control and Design of DC-Grids for Offshore Wind Farms," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 43, pp. 1475–1482, Nov. 2007.
- [134] Z. Zhou, Modeling and Power Control of a Marine Current Turbine System with Energy Storage Devices. PhD thesis, Université de Bretagne occidentale, Brest, France, 2014.
- [135] Ming-Shun Lu, Chung-Liang Chang, Wei-Jen Lee, and Li Wang, "Combining the Wind Power Generation System With Energy Storage Equipment," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 45, no. 6, pp. 2109–2115, 2009.
- [136] ABB, "Insulated gate bipolar transistor (IGBT) and diode modules with SPT and SPT+ chips, https://new.abb.com/semiconductors/insulated-gate-bipolar-transistor-(igbt)-and-diode-modules/hipak."
- [137] K. Ma and F. Blaabjerg, "The Impact of Power Switching Devices on the Thermal Performance of a 10 MW Wind Power NPC Converter," *Energies*, vol. 5, pp. 2559–2577, July 2012.
- [138] E. Kostandyan and K. Ma, "Reliability estimation with uncertainties consideration for high power IGBTs in 2.3MW wind turbine converter system," *Microelectronics Reliability*, vol. 52, pp. 2403–2408, Sept. 2012.
- [139] A. S. Ltd., "Paralleling of IGBT modules," Application Note 5SYA 2098 00.

- [140] L. GopiReddy, L. M. Tolbert, B. Ozpineci, and J. O. P. Pinto, "Rainflow Algorithm Based Lifetime Estimation of Power Semiconductors in Utility Applications," : *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 51, pp. 3368–3375, Feb. 2015.
- [141] L. Malesani, L. Rossetto, P. Tenti, and P. Tomasin, "AC/DC/AC PWM converter with reduced energy storage in the DC link," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 31, no. 2, pp. 287–292, March-April/1995.
- [142] V. Kavitha and K. Subramanian, "Review on DC link capacitor issues in variable frequency drives," in 2017 International Conference on Innovations in Electrical, Electronics, Instrumentation and Media Technology (ICEEIMT), (Coimbatore, India), pp. 216–218, IEEE, Feb. 2017.
- [143] Wook-Jin Lee and Seung-Ki Sul, "DC-Link Voltage Stabilization for Reduced DC-Link Capacitor Inverter," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 50, pp. 404–414, Jan. 2014.
- [144] S. Girinon, Étude de la stabilité et de la qualité des réseaux distribués de puissance. PhD thesis, Université de Toulouse, Toulouse, France, 2010.
- [145] D. Marx, P. Magne, B. Nahid-Mobarakeh, S. Pierfederici, and B. Davat, "Large Signal Stability Analysis Tools in DC Power Systems With Constant Power Loads and Variable Power Loads—A Review," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 27, pp. 1773– 1787, Apr. 2012.
- [146] D. Leblanc, Contribution à l'étude de la stabilité et à la stabilisation des réseaux électriques industriels. PhD Thesis, Université de Lorraine, Nancy, France, 2014.
- [147] S. Pierfederici, R. Meuret, F. Meibody-Tabar, and B. Davat, "Contribution à l'étude de la stabilité des systèmes distribués. Application aux réseaux de bord d'avions," *J3eA*, vol. 4, 2005.
- [148] P. Liutanakul, S. Pierfederici, A. Bilal, B. Nahid-Mobarakeh, and F. meibody-Tabar, "Stability investigation of inverter motor drive system with input filter Optimisation of the DC-link capacitance value," in 2008 IEEE Power Electronics Specialists Conference, (Rhodes, Greece), pp. 3728–3734, IEEE, June 2008.
- [149] D. Hamache, Modélisation et commande d'un réseau électrique continu. PhD thesis, Université Paris-Saclay, Gif-sur-Yvette, France, 2016.
- [150] P. Liutanakul, Stabilité des réseaux embarqués : Interactions Puissance Structure Commande. PhD thesis, Université de Lorraine, Nancy, France, 2007.





Titre : Contrôle et optimisation énergétique d'une chaîne multi-machines multi-pompes à vitesse variable pour le stockage d'énergie par air comprimé

Mot clés : Stockage par air comprimé, Vitesse variable, Optimisation énergétique, Dimensionnement, Modélisation, Commande, Interconnexion électrique

Résumé: Dans le cadre du développement d'un système de stockage par air comprimé, la présente étude porte sur le contrôle et l'optimisation énergétique d'une chaîne réversible multi-machines et multi-pompes en vue de la maximisation du rendement. Le système de pompage est identifié comme l'élément du système le plus influant vis-à-vis des performances. Une structure de contrôle-commande à vitesse variable est proposée et permet de contraindre son fonctionnement en régime dynamique à ses points de meilleure efficacité (BEP). Les lois de commandes soumettent la conversion électromécanique à un fonctionne-

ment cyclique et transitoire. Une méthode de conception des machines électriques par minimisation des pertes de l'ensemble {convertisseur - MSAP} sur un cycle de fonctionnement est proposée. La mise en oeuvre d'un simulateur appuyée d'un banc d'essai expérimental permet l'étude des performances de l'asservissement de vitesse cyclique d'un module de conversion. Enfin, l'étude de l'interconnexion électrique des modules entre eux est proposée en vue du développement de la plateforme de conversion complète. L'objectif est le lissage des fluctuations de la puissance au niveau de l'étage intermédiaire continu.

Title: Control and energy management of a variable speed multi-machines multi-pumps system for compressed air energy storage

Keywords: Compressed air energy storage, Variable speed, Energy management, Sizing, Modeling, Control, Electrical connection

Abstract: As part of the development of a compressed air energy storage system, the proposed study deals with the control and the energy optimization of a reverse multi-electrical machines and multi-pumps system in order to maximize the efficiency. The pumping system is identified as the most influential element towards energy performances. A variable speed control structure is proposed and allows constraining the pump working in dynamic mode closed to the best efficiency points, called Best Efficiency Points. The control laws subject the electromechanical conversion to a cyclic and transient operation.

A method for sizing the electrical machines by minimizing the losses of the {converter - PMSM } system over an operating cycle is proposed. The implementation of a simulation as well as an experimental test bench allows the study of the performance of the cyclic speed control of a conversion module. Finally, the study of the electrical interconnection of the modules between them is proposed for the development of the complete conversion platform. The purpose consists in smoothing the power fluctuations on the intermediary connection with a DC bus.