



**HAL**  
open science

# Optimisation sur cycle du dimensionnement d'une MSAP appliquée à un système de stockage offshore par air comprimé

Océane Maisonnave, Nicolas Bernard, Luc Moreau, Mohamed Fouad Benkhoris, René Aubrée, Thibault Neu

## ► To cite this version:

Océane Maisonnave, Nicolas Bernard, Luc Moreau, Mohamed Fouad Benkhoris, René Aubrée, et al.. Optimisation sur cycle du dimensionnement d'une MSAP appliquée à un système de stockage offshore par air comprimé. Symposium de Génie Electrique, Université de Lorraine [UL], Jul 2018, Nancy, France. hal-02981899

**HAL Id: hal-02981899**

**<https://hal.science/hal-02981899>**

Submitted on 28 Oct 2020

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

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

# Optimisation sur cycle du dimensionnement d'une MSAP appliquée à un système de stockage offshore par air comprimé

Océane Maisonnave<sup>1,2</sup>, Nicolas Bernard<sup>1</sup>, Luc Moreau<sup>1</sup>, Mohamed-Fouad Benkhoris<sup>1</sup>, René Aubrée<sup>1,3</sup>, Thibault Neu<sup>2</sup>  
 IREENA<sup>1</sup>, 37 boulevard de l'Université, 44600 Saint-Nazaire  
 SEGULA Technologies<sup>2</sup>, 1 rue Charles Lindbergh, 44340 Bouguenais  
 ICAM Nantes<sup>3</sup>, 35 avenue du Champ de Manœuvres, 44470 Carquefou

**RESUME** – L'article présenté s'inscrit dans le cadre du développement d'un système de stockage offshore sous forme d'air comprimé. Dans l'objectif de maximiser les performances énergétiques de la chaîne de conversion, une approche déterministe de dimensionnement de la machine électrique (Machine Synchrone à Aimants Permanents, MSAP) est appliquée. Elle vise à optimiser à la fois la géométrie de la machine et la stratégie de commande qui maximise l'efficacité énergétique sur cycle de l'ensemble convertisseur machine. Les résultats de l'optimisation, avec prise en compte du transitoire thermique, appliquée à un système de stockage en mer sont présentés dans ce papier. Enfin, l'influence du convertisseur sur le dimensionnement de la machine et la commande sont étudiées.

**Mots-clés** – Stockage offshore par air comprimé, Maximisation du rendement énergétique, MSAP, Optimisation sur cycle

## 1. INTRODUCTION

Stocker un grand volume d'air à haute pression date des années 1970. Les faibles performances énergétiques du procédé de conversion classique, le recours aux énergies fossiles, responsables des émissions de CO<sub>2</sub>, ainsi que les contraintes d'implantations en cavités rocheuses ont limité le déploiement de stations CAES (Compressed Air Energy Storage) [1]. En revanche, stocker de l'air à haute pression est une alternative intéressante aux moyens de stockage massifs actuels compte-tenu de la densité de puissance proposée et de la capacité de stockage de l'air comprimé variable (du kWh au GWh). Ainsi, depuis les années 2000, le déploiement mondial et massif de la production éolienne et photovoltaïque nourrit la recherche et le développement de nouvelles solutions de stockage par air comprimé efficaces et exempts de gaz naturel pour l'expansion des moyens de stockage de grande échelle [2].

Parmi les solutions proposées, un gain significatif de rendement est possible par l'utilisation d'un procédé de compression quasi-isotherme (Isothermal-CAES), permettant de réaliser des compressions et détentes de l'air sans modification importante de sa température en substituant le procédé mécanique conventionnel par un piston liquide [3]. Dans ce cas, l'énergie nécessaire à la production électrique provient exclusivement du réseau électrique. Par conséquent, le problème de la maximisation de l'efficacité énergétique du système I-CAES ne réside plus dans le processus de compression lui-même, mais dans la minimisation des pertes énergétiques de chacun des éléments de conversion de la plate-forme [4].

Dans ce contexte de la maximisation de l'efficacité énergétique d'un stockage CAES, l'article traite du dimensionnement optimal du système de pompage permettant la compression, responsable des pertes de la conversion électro-pneumatique. En effet, le recours à la vitesse variable optimise le fonctionnement du piston liquide mais dégrade les performances de la machine et du variateur de vitesse [5]. Par conséquent, la conception et

la commande du système électromécanique ne peut se limiter à un point de fonctionnement et doit prendre en considération le cycle complet de compression composé de l'ensemble des points de fonctionnement mécaniques nécessaire à la compression de l'air. De plus, la vitesse variable pénalise les performances du convertisseur de puissance qui représente une part non-négligeable des pertes totales [6]. Il sera donc nécessaire de l'intégrer dans l'optimisation du dispositif.

L'article s'organise comme suit. Le système de stockage offshore étudié dans ce papier est présentée dans la partie 2. La partie 3 établit le modèle analytique de l'ensemble {Convertisseur-Machine} pour la formulation du problème d'optimisation. Une méthode d'optimisation par un calcul formel est étudiée et appliquée au stockage CAES dans la partie 4. Finalement, la prise en compte des pertes du convertisseur dans l'optimisation de la conception de la machine et de la commande est traitée dans la partie 5.

## 2. PRÉSENTATION DU SYSTÈME DE STOCKAGE CAES

Une solution de stockage I-CAES implanté en milieu marin est étudiée dans l'objectif de soutenir la production des énergies marines en prospection à l'échelle régionale ou nationale. Une plateforme flottante embarque un mécanisme de compression/détente de l'air isotherme pour permettre le stockage à haute densité de l'énergie électrique sous forme d'air comprimé au sein d'un réservoir arrimé dans les fonds marins, Fig. 1.



Fig. 1. Station de stockage CAES REMORA

Le système de conversion électro-pneumatique est composé d'un système de pompage/turbinage qui, alimenté par une machine électrique, actionne de manière cyclique la compression de l'air par pompage de l'eau de mer vers une chambre de compression, Fig 2. De même, le refoulement de l'eau de la chambre de compression vers la mer actionne un mécanisme de turbinage et par conséquent, la production d'énergie électrique [7].

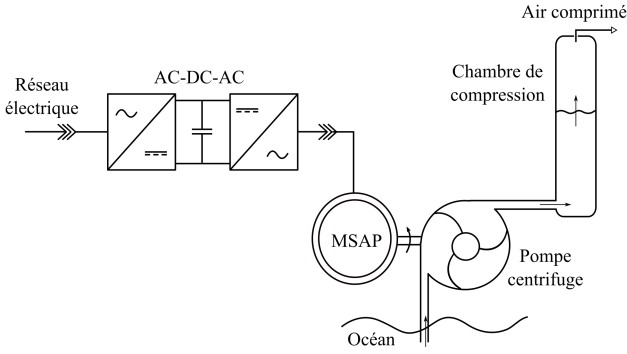


Fig. 2. Chaîne de conversion électro-pneumatique

### 3. FORMULATION ANALYTIQUE DU PROBLÈME

#### 3.1. Géométrie de la MSAP

Pour l'analyse formelle du problème, on considérera une Machine Synchrone à Aimants Permanents montés en surface (MSAP) composée de 3 phases et de 2 encoches par pôle et par phase. La géométrie du stator est définie par rapport aux données géométriques suivantes :

- $R$ , 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
- $e_{mg}$ , la hauteur d'aimant.

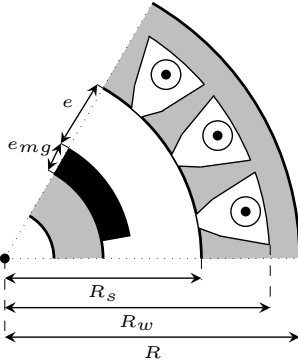


Fig. 3. Coupe de la MSAP - Définition des paramètres géométriques

Le volume de la machine s'écrit :

$$Vol = \pi R^2 L \quad (1)$$

Dans la suite de l'analyse, les pertes seront définies à partir des rayons normalisés  $r_s$  et  $r_w$  tel que  $r_s = R_s/R$  et  $r_w = R_w/R$ .

#### 3.2. Modélisation de la MSAP

Le couple électromagnétique  $C_{em}(t)$  dépend de l'induction maximale de l'entrefer à vide notée  $B_{fm}$ , de la force magnétomotrice  $F_{mm}(t)$  et de l'angle d'auto-pilotage  $\Psi(t)$  :

$$C_{em}(t) = \frac{12}{\sqrt{2}} k_w r_s R L p B_{fm} F_{mm}(t) \Psi(t) \quad (2)$$

Les pertes cuivre, noté  $P_{cu}(t)$  dépendent de  $F_{mm}(t)$  et des paramètres géométriques définis ci-dessus telles que [8] :

$$P_{cu}(t) = \frac{144}{\pi} \frac{\rho_c k_L L}{k_f \pi R^2 (r_w^2 - r_s^2)} F_{mm}^2(t) \quad (3)$$

$\rho_{cu}$  est la conductivité du cuivre,  $k_L$  le facteur correctif de la longueur active  $L$  et  $k_f$  le coefficient de remplissage en cuivre des encoches.

Les pertes fer  $P_{mg}(t)$  sont composées des pertes par hystérésis  $P_{hy}(t)$  et des pertes par courants de Foucault  $P_f(t)$ . Ces pertes sont calculées à partir des valeurs d'inductions maximales dans les parties magnétiques, les dents et la culasse statorique, de la vitesse de rotation  $\Omega(t)$  et des coefficients de pertes respectifs,  $k_h$  et  $k_{ec}$ .

$$P_{mg}(t) = P_{hy}(t) + P_f(t) \quad (4)$$

$$P_{hy}(t) = k_h p \Omega(t) (B_{dm}^2 V_d + B_{cm}^2 V_c) \quad (5)$$

$$P_f(t) = k_{ec} p^2 \Omega(t)^2 (B_{dm}^2 V_d + B_{cm}^2 V_c) \quad (6)$$

$B_{dm}$  et  $B_{cm}$  sont respectivement les amplitudes des inductions dans les dents et la culasse et s'obtiennent à partir de la loi de la conservation du flux sur la surface du circuit magnétique et dépendent de l'induction résultante d'entrefer, notée  $B_{rm}$ .

$$B_{dm} = \frac{1}{k_d} B_{rm} \quad (7)$$

$$B_{cm} = \frac{1}{p} \frac{r_s}{1 - r_w} B_{rm} \quad (8)$$

Un bobinage triphasé génère dans l'entrefer une induction magnétique maximale noté  $B_{sm}$  telle que :

$$B_{sm} = \frac{6\mu_0}{\pi(e + e_{mg})} k_w \sqrt{2} F_{mm} \quad (9)$$

Finalement, l'induction résultante d'entrefer se calcule à partir de l'induction à vide,  $B_{fm}$ , et de la réaction d'induit,  $B_{sm}$ , telle que :

$$B_{rm}^2 = B_{fm}^2 + B_{sm}^2 - 2B_{fm}B_{sm} \sin \Psi \quad (10)$$

$V_d$  et  $V_c$  sont les volumes des dents et de la culasse.

$$V_d = \pi k_d (r_w^2 - r_s^2) R^2 L \quad (11)$$

$$V_c = \pi (1 - r_w^2) R^2 L \quad (12)$$

où  $k_d$  représente le pourcentage d'ouverture de l'encoche par rapport à la largeur de la dent statorique.

#### 3.3. Modèle électrique

A partir de l'induction sinusoïdale d'amplitude  $B_{fm}$ , la valeur efficace de la f.e.m. à vide s'exprime :

$$E(t) = 2\sqrt{2} p n_c \Omega(t) k_w r_s R L B_{fm} \quad (13)$$

La variation temporelle du courant efficace  $I(t)$  dépend de  $F_{mm}(t)$  et de  $n_c$ , le nombre de conducteurs par pôle et par encoche :

$$F_{mm}(t) = n_c I(t) \quad (14)$$

La résistance statorique  $\mathcal{R}_c$  et l'inductance cyclique  $\mathcal{L}_c$  s'écrivent :

$$\mathcal{R}_c = n_c^2 \frac{144}{3\pi} \frac{\rho_c k_L L}{k_f \pi R^2 (r_w^2 - r_s^2)} \quad (15)$$

$$\mathcal{L}_c = \frac{6}{\pi} \frac{\mu_0}{e_{eq} + e_{mg}} r_s R L k_w n_c^2 \quad (16)$$

### 3.4. Modélisation du convertisseur

L'indice de modulation  $m(t)$  dépend de l'amplitude de tension  $\hat{V}(t)$  et de la tension de bus continu notée  $U_{dc}$ .

$$m(t) = \frac{2\hat{V}(t)}{U_{dc}} \quad (17)$$

Les puissances dissipées par conduction dans un IGBT et une diode, notées  $P_i(t)$  et  $P_d(t)$ , s'écrivent respectivement [9] :

$$P_i(t) = V_{c0i} \frac{I(t)}{2\pi} \left(1 + \frac{\pi}{4} m(t) \cos \phi\right) + R_{c0i} \frac{I(t)^2}{8} \left(1 + \frac{8}{3\pi} m(t) \cos \phi\right) \quad (18)$$

$$P_d(t) = V_{c0d} \frac{I(t)}{2\pi} \left(1 - \frac{\pi}{4} m(t) \cos \phi\right) + R_{c0d} \frac{I(t)^2}{8} \left(1 - \frac{8}{3\pi} m(t) \cos \phi\right) \quad (19)$$

$V_{c0i}$  et  $V_{c0d}$  sont les tensions de seuil des composants respectifs. De même,  $R_{c0i}$  et  $R_{c0d}$  sont les résistances internes respectives.

Finalement, les pertes totales par conduction s'obtiennent par :

$$P_{cond}(t) = 6(P_i(t) + P_d(t)) \quad (20)$$

Avec  $f_{sw}$  la fréquence de découpage de l'onduleur, les pertes par commutation s'écrivent [6] :

$$P_{sw}(t) = \frac{3}{\pi} f_{sw} k_{sw} \frac{V_{dc}}{V_{igbt}} \hat{V}(t) \quad (21)$$

Le coefficient  $k_{sw}$  exprime la quantité d'énergie perdue par commutation.  $V_{igbt}$  est la tension de seuil maximale de l'IGBT et  $I_{igbt}$  le courant maximum supporté par le composant, ces deux grandeurs étant définies par les données constructeurs.

## 4. DIMENSIONNEMENT DE LA MSAP SUR UN CYCLE DE STOCKAGE

A partir de la caractéristique cyclique de fonctionnement  $(\Omega(t), C_{em}(t))$ , la méthode d'optimisation employée permet la minimisation conjointe des pertes moyennes cycliques et du volume de la machine par une analyse formelle. Détaillées dans [10], les principales étapes menant à l'optimisation ainsi que l'application au système de stockage étudié sont présentées dans cette partie.

### 4.1. Résolution de l'optimisation

**Détermination de la commande optimale :** A partir des équations (2-4), (10) et des paramètres géométriques définis par les équations (22-25), la minimisation des pertes dans la MSAP ( $P_{cu}(t) + P_{mg}(t)$ ) pour chaque point du cycle permet d'obtenir les lois de contrôle optimales  $\Psi_{opt}(t)$  et  $F_{mm_{opt}}(t)$  décrites dans les équations (27) et (28).

$$\alpha = \frac{12}{\sqrt{2}} k_w p r_s R L \quad (22)$$

$$\beta = \frac{144}{\pi} \frac{\rho_c k_L L}{k_f \pi R^2 (r_w^2 - r_s^2)} \quad (23)$$

$$\gamma = \pi L \left( \frac{(R^2 - R_w^2) R_s^2}{(R - R_w)^2 p^2} + \frac{1}{k_d} (R_w^2 - R_s^2) \right) \quad (24)$$

$$u = \frac{6\sqrt{2}}{\pi} \frac{\mu_0}{e + e_{mg}} \quad (25)$$

$$\gamma_0(t) = (k_h p \Omega(t) + k_{ec} p^2 \Omega(t)^2) \gamma \quad (26)$$

$$\Psi_{opt}(t) = \arctan \left( \frac{\alpha \gamma_0(t) u}{\beta + \gamma_0(t) u^2} \frac{B_{fm}^2}{C_{em}(t)} \right) \quad (27)$$

$$F_{mm_{opt}}(t) = \sqrt{\left( \frac{C_{em}(t)}{\alpha B_{fm}} \right)^2 + \left( \frac{\gamma_0(t) u B_{fm}}{\beta + \gamma_0(t) u^2} \right)^2} \quad (28)$$

**Condition optimale d'aimantation :** En supposant que les commandes ci-dessus sont appliquées à la MSAP, la minimisation des pertes électriques moyennes sur un cycle,  $< P_{cu}(t) + P_{mg}(t) >$ , mènent à une condition optimale sur l'induction maximale d'entrefer telle que :

$$B_{fm_{opt}} = \left( \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (\beta + \gamma_0(t) u^2) \left( \frac{C_{em}(t)}{\alpha} \right)^2 dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{\gamma_0(t) \beta}{\beta + \gamma_0(t) u^2} dt} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (29)$$

**Calcul des pertes électriques moyennes :** Sous l'hypothèse que la commande optimale définie par les équations (27), (28) ainsi que la condition d'aimantation (29) sont appliquées à la machine, les pertes moyennes sur un cycle de fonctionnement peuvent s'écrire uniquement en fonction des paramètres géométriques et du cycle  $(\Omega(t), C_{em}(t))$ .

$$\langle P_{MSAP} \rangle = 2 \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{\gamma_0(t) \beta}{\beta + \gamma_0(t) u^2} dt} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (\beta + \gamma_0(t) u^2) \frac{C_{em}(t)^2}{\alpha^2} dt} \quad (30)$$

**Minimisation bi-objectifs :** L'échauffement maximum de la machine sur un cycle de fonctionnement, noté,  $\Delta\theta$  se calcule à partir des pertes moyennes  $\langle P_{MSAP} \rangle$ , de la surface d'échange thermique  $S_{th}$  où  $x_{th}$  est le taux d'échange thermique des flasques et du coefficient d'échange thermique  $h$  supposé constant.

$$\Delta\theta = \frac{1}{h S_{th}} \langle P_{MSAP} \rangle \quad (31)$$

$$S_{th} = 2\pi R(x_{th} R + L) \quad (32)$$

Sous la contrainte thermique définie par l'équation (31) telle que  $\Delta\theta < \Delta\theta_{max}$ , les équations (1) et (30) constituent in fine les deux objectifs de l'optimisation réalisée par un algorithme de type génétique (NSGA II) permettant d'obtenir la géométrie optimale, soit  $p_{opt}$ ,  $r_{s_{opt}}$ ,  $r_{w_{opt}}$  et  $R_{opt}$ ,  $L_{opt}$ .

#### 4.2. Application au stockage REMORA

La figure 4 montre la caractéristique de fonctionnement non-linéaire de la pompe centrifuge dans le plan (débit, pression) pour différentes vitesses de rotation. Pour une pression donnée, il existe une vitesse optimale qui contraint la pompe sur un point de fonctionnement où son efficacité est maximale (Fig. 4) [11]. Ainsi, pour une plage de compression bornée entre la pression atmosphérique et la pression de stockage, il existe une caractéristique mécanique optimale dans le plan  $(\Omega(t), C_{em}(t))$  assurant une conversion énergétique efficace (Fig. 5a) en mode de fonctionnement réversible.

Le fonctionnement cyclique du mécanisme de piston liquide contraint le système de conversion à un régime dynamique cyclique. La figure 7b illustre le fonctionnement cyclique de la vitesse de rotation et de la puissance mécanique où chaque cycle se compose d'une phase productive de compression de l'air de 180 secondes suivi d'une phase de 10 secondes correspondant au refoulement de l'eau vers la mer; la génération des profils de fonctionnement aux points de meilleure efficacité est détaillée dans [12]. Le cycle complet dure 190 secondes 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.

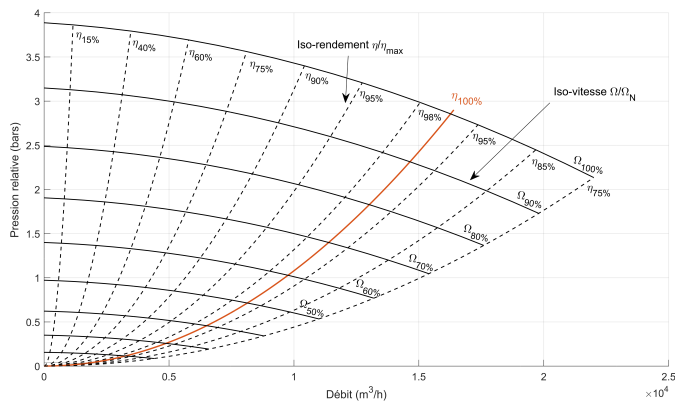
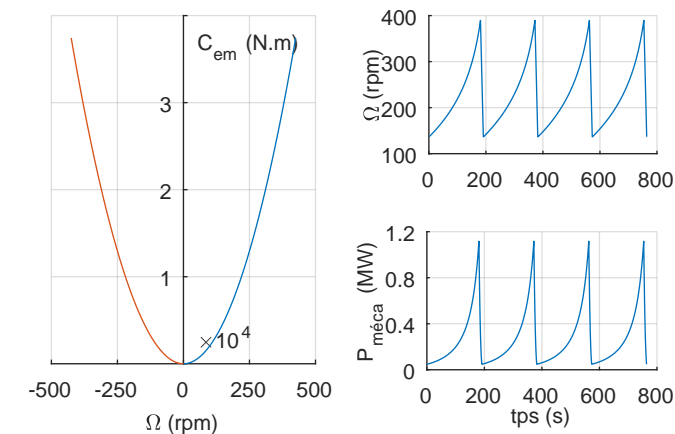


Fig. 4. Performances de la pompe centrifuge - Projection dans le plan (débit, pression)



(a) Caractéristique statique (b) Caractéristique dynamique  
Fig. 5. Cycle de fonctionnement  $(\Omega(t), C_{em}(t))$  optimal

L'optimisation est appliquée à la MSAP pour un cycle de fonctionnement en mode stockage sous l'hypothèse que le ratio  $L/R$  est fixe avec  $L = R$ . Les constantes du problème sont rassemblés dans le tableau 1.

Sans la contrainte thermique d'échauffement, l'ensemble des solutions optimales au sens de Pareto est illustrée sur la figure 6

dans le plan bi-objectifs, soit les pertes électriques moyennées sur un cycle et le volume de la machine. Finalement, la puissance volumique de la MSAP est maximisée selon la classe d'échauffement souhaitée. Le tableau 2 rassemble les paramètres optimaux pour trois solutions possibles définies pour trois échauffements  $\Delta\theta_{max}$  distincts. Entre l'échauffement minimal et maximal, on note qu'il faut doubler le volume de la machine pour réduire les pertes moyennes de 30%. Toutefois, dans le cas du système étudié, le stockage est qualifié de stationnaire et l'encombrement n'est finalement pas un critère sélectif majeur. La solution minimisant les pertes pour  $\Delta\theta_{max} = 60^\circ C$  sera privilégiée.

La stratégie de commande optimale issue de l'optimisation montre qu'à chaque instant du cycle il existe un angle d'auto-pilotage non-nul pour lequel les pertes sont minimales (Fig. 7). La machine fonctionne alors en régime de défluxage durant le cycle complet, ce qui permet non seulement de minimiser la puissance apparente du convertisseur mais également de réduire les pertes énergétiques de la machine sur l'ensemble des points de fonctionnement.

Tableau 1. Constantes du problème

Constante	Valeur
$k_w$	0.95
$k_L$	1.3
$k_f$	0.2
$k_d$	0.5
$k_h$	15
$k_{ec}$	$6.5 \cdot 10^{-3}$
$\mu_0$	$4\pi \cdot 10^{-7}$
$\rho_{cu}$	$2 \cdot 10^{-8}$
$e$	4mm
$e_{mg}$	4mm
$h$	$10 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$x_{th}$	0.75

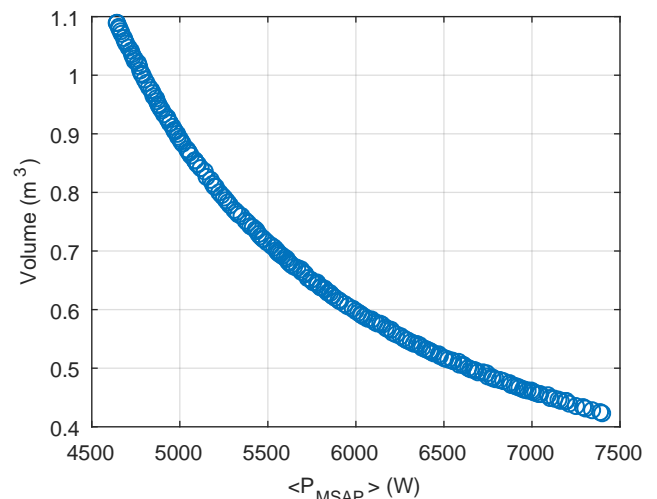


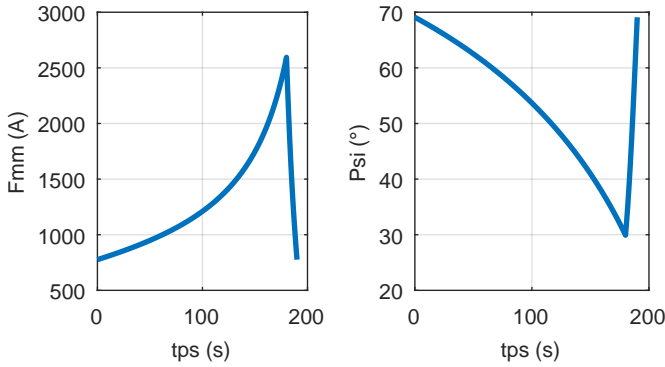
Fig. 6. Ensemble des solutions au sens de Pareto

#### 5. PRISE EN COMPTE DU CONVERTISSEUR

Dans cette partie de l'étude, nous proposons d'étudier l'influence du convertisseur de puissance sur le bilan énergétique, le dimensionnement de la machine puis sur la stratégie de commande dans l'objectif final d'intégrer le convertisseur (CVS)

Tableau 2. Dimensionnement optimal de la MSAP pour 3 échauffements

Paramètre	Valeur		
$\Delta\theta$	60°C	105°C	140°C
Volume	1.09m <sup>3</sup>	0.647m <sup>3</sup>	0.510m <sup>3</sup>
$\langle P_{cu} \rangle$	2153W	2712W	3070W
$\langle P_{mg} \rangle$	2496W	3042W	3477W
$\langle P_{MSAP} \rangle$	4649W	5754W	6546W
$p$	5	7	8
$r_s$	0.702	0.751	0.770
$r_w$	0.822	0.883	0.915
$R$	0.702m	0.591m	0.546m
$B_{fm}$	0.907T	0.897T	0.908T



(a) Amplitude de  $F_{mm_{opt}}(t)$  (b) Angle d'auto-pilotage  $\Psi_{opt}(t)$   
Fig. 7. Lois de commande optimales sur un cycle pour  $\Delta\theta_{max} = 60^\circ C$

dans la méthode de conception de la machine précédemment développée.

### 5.1. Bilan énergétique

L'histogramme de la figure 8 montre la répartition des pertes cuivre, fer et CVS pour différents échauffements compris entre 60°C et 140°C, à noter que les pertes CVS sont calculées en aval de l'optimisation présentée dans la partie 5 pour un nombre de conducteurs/pôle/encoche fixe,  $n_c = 2$ . La somme des entrefer est fixée à 8 mm. Selon la température, les pertes CVS moyennes représentent jusqu'à 43% des pertes totales. Ces parts sont non-négligeables, d'où l'intérêt de l'optimisation conjointe des pertes de l'ensemble convertisseur-machine. De plus, l'intégration des pertes CVS dans le bilan total montre que le nombre de conducteurs peut être optimisée dans l'objectif de maximiser la valeur de la tension par rapport à une contrainte de tension imposée par le bus continu, ce qui permet de réduire le courant et par conséquent les pertes CVS. Par exemple, pour une tension de bus de 1200V, la tension maximale  $V_{max}$  admissible est de 600V. Dans ce cas, à  $\Delta\theta_{max} = 60^\circ C$ , il existe un  $n_c$  optimal tel que :  $n_{c_{opt}} = 2.4$ ,  $I_{max} = 1668A$ ,  $\langle P_{CVS} \rangle = 3185W$ .

### 5.2. Étude de la géométrie

L'optimisation avec prise en compte de la MSAP uniquement permet d'obtenir une gamme de machine dont la réactance est variable. D'autre part, il n'existe pas de valeurs optimales d'entrefer qui minimise les seules pertes moyennes de la MSAP. A partir de la géométrie optimale fixée pour un échauffement de

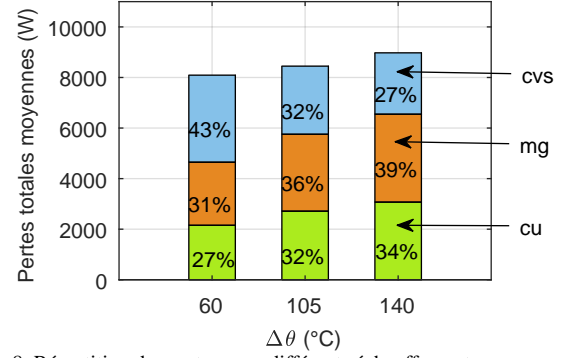


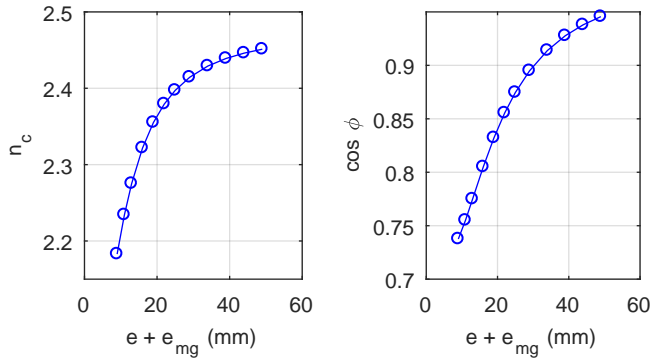
Fig. 8. Répartition des pertes pour différents échauffements avec  $n_c = 2$

Tableau 3. Grandeurs électriques pour différents échauffements avec  $n_c = 2$

Paramètre	Valeur		
$\Delta\theta$	60°C	105°C	140°C
$\langle P_{CVS} \rangle$	3444W	2695W	2428W
$B_{rm_{max}}$	1.027T	1.039T	1.025T
$\hat{V}_{max}$	531V	537V	555V
$\hat{I}_{max}$	1843A	1622A	1532A
$\mathcal{R}_c$	1.4m $\Omega$	2.8m $\Omega$	3.8m $\Omega$
$\mathcal{L}_c$	1.7mH	1.3mH	1.1mH

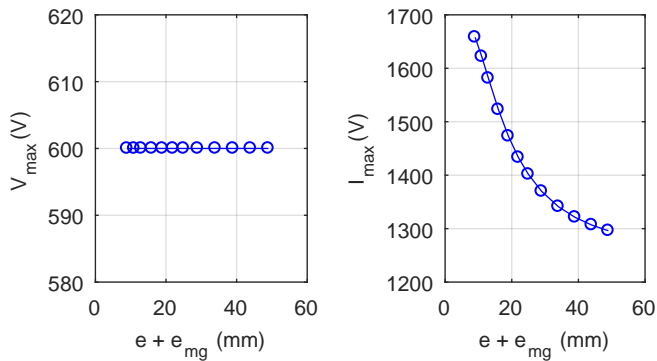
60°C, une étude paramétrique sur l'entrefer total ( $e + e_{mg}$ ) est réalisée pour étudier son influence sur la répartition globale des pertes ainsi que sur la géométrie de la machine lorsque les pertes CVS sont prises en considération. Pour chaque valeur d'entrefer, le nombre de conducteur/pôle/encoche optimal est calculé pour maximiser la tension sous la contrainte d'un bus continu de 1200V (Fig. 9a). La variation d'entrefer influe sur la réaction d'induit. Celle-ci diminue lorsque l'entrefer augmente ; par conséquent le facteur de puissance augmente (figure 9b). L'augmentation de  $\cos\phi$  favorise l'onduleur car il permet de réduire la puissance apparente du convertisseur (Fig. 9d). De même, la réduction de courant entraîne la réduction des pertes cuivres moyennes (Fig. 10a). Cependant, elle pénalise la machine car cela entraîne une réaction d'induit de la machine plus importante et par conséquent des pertes fer plus élevées (Fig. 10b). Finalement, la répartition des pertes entre la MSAP et le CVS est illustrée sur la figure 11. Bien que chaque composante des pertes totales varient en fonction de l'entrefer, il n'y a pas une valeur d'entrefer optimale qui minimise considérablement l'ensemble des pertes, globalement la répartition des pertes se compense.

Pour une géométrie optimale, des lois de commande optimales sont établies dans le paragraphe 4.1 et permettent la minimisation des pertes en ligne de la MSAP uniquement. La répartition des pertes issues de cette optimisation est illustrée sur la figure 8. A partir de cette même géométrie, 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 assurée par un algorithme numérique. Dans ce cas, la nouvelle répartition des pertes est illustrées sur la figure 12. La prise en compte des pertes CVS dans la recherche de  $\Psi_{opt}(t)$  ne permet pas un gain significatif des pertes totales mais la répartition des pertes se reconfigurent. L'ajout des pertes CVS dans le calcul de  $\Psi_{opt}(t)$  entraîne 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.

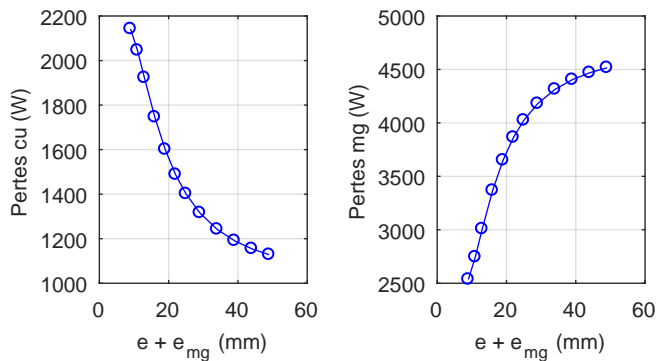


(a) Variation de  $n_c$

(b) Variation du  $\cos \phi$



(c) Variation de la tension  $\hat{V}_{max}$  (d) Variation du courant  $\hat{I}_{max}$   
 Fig. 9. Influence du convertisseur sur l'optimisation de la géométrie de la machine



(a) Variation des pertes cuivre moyennes (b) Variation des pertes fer moyennes  
 Fig. 10. Influence de l'entrefer sur la répartition des pertes de la MSAP

Finalement, l'étude paramétrique réalisée met en évidence l'intérêt de considérer les pertes convertisseur dans l'optimisation à la fois de la géométrie de la machine et de la commande optimale. Elles apportent des contraintes supplémentaires au problème d'optimisation qui permet la reconfiguration des parts de chaque composante du bilan énergétique pour maximiser la puissance électrique globale. Ainsi, dans l'optimisation conjointe de la commande et de la géométrie de la machine pour l'ensemble {CVS-Machine}, on choisira alors de rechercher un compromis entre les pertes cuivre, fer et CVS par rapport à la contrainte électrique de tension maximale admissible vis-à-vis du bus DC, du facteur de puissance et de l'angle d'auto-pilotage optimal.

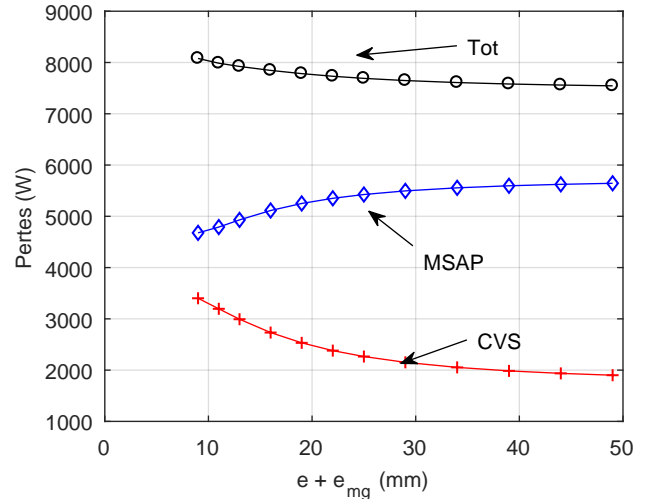


Fig. 11. Influence de l'entrefer sur la répartition des pertes totales

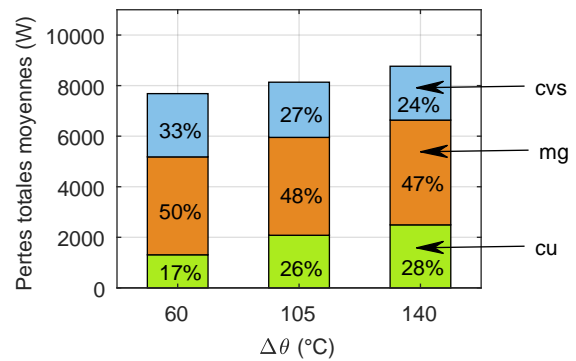


Fig. 12. Répartition des pertes pour des lois de commandes minimisant les pertes de l'ensemble {CVS-MSAP}

## 6. CONCLUSION

Une solution de stockage d'énergie sous la forme d'air comprimé en milieu marin est étudiée. Dans l'objectif de maximiser le rendement énergétique de la chaîne de conversion, une approche déterministe de conception minimisant à la fois les pertes électriques et le volume de la machine est appliquée au système. A partir du profil de vitesse et de couple nécessaires à la compression de l'air, la géométrie de la machine ainsi que la stratégie de contrôle sont optimisées. L'intégration du convertisseur dans l'optimisation entraîne l'ajout de paramètres d'optimisation supplémentaires (entrefer mécanique, entrefer magnétique et nombre de conducteurs) mais également des contraintes électriques supplémentaires. Ces éléments influencent le calcul de l'optimisation locale du courant et entraîne la reconfiguration des pertes pour la minimisation des pertes moyennes totales. Toutefois, l'intégration des pertes CVS dans la méthode purement analytique présentée pour la machine seule fait apparaître des non-linéarités rendant la minimisation des pertes de l'ensemble non réalisable par le calcul analytique. Dans la suite des travaux, nous travaillerons sur la réduction du nombre de points dimensionnant pour découpler au maximum l'optimisation locale du courant de l'optimisation globale de la géométrie de la machine dans l'objectif de proposer une méthode de dimensionnement {convertisseur-machine} rapide.

## 7. RÉFÉRENCES

- [1] M. Budt, D. Wolf, R. Span, J. Yan, « A review on compressed air energy storage : Basic principles, past milestones and recent developments », Applied Energy, vol. 170, p. 250-268, 2016.

- [2] H. Lund, G. Salgi, «The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems», *Energy Conversion and Management*, vol. 50, p. 1172-1179, 2009.
- [3] T. Neu, «Experimental study and modeling of near isothermal air compression for offshore energy storage device», PhD. Thesis, Institut Mines-Telecom Atlantique, 2017
- [4] W. He, J. Wang, Y. Wang, Y. Ding, H. Chen, Y. Wu, «Study of cycle-to-cycle dynamic characteristics of adiabatic compressed air energy storage using packed bed thermal energy storage.», *Energy*, vol. 141 p. 2120-2134, 2017.
- [5] V. Kalaiselvan, A. Shankar, S. Umashankar, S. Paramasivam, N. Hanigovszki, «A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system», *Applied Energy*, vol. 181, no. Supplement C, p. 495-513, 2016
- [6] J.C. Olivier, N. Bernard, S. Trieste, S. Bourguet, L. Mendoza Aranguren, «Techno-economic optimization of flywheel storage system in transportation», *Symposium de Génie Électrique*, Cachan, France, 2014
- [7] Segula Engineering France, T.Neu, «Device and method for converting and storing electric energy in the form of compressed air», WO2016193322(A1), 2016
- [8] N. Bernard, R. Missoum, N. Bekka, H. Ben Ahmed, M. El-Hadi Zaïm, «Design methodology for high-speed permanent magnet synchronous machines», *IEEE Transactions of Energy Conversion*, vol. 31, no.2, p. 477-485, 2016
- [9] J. Zhang, «Optimization design and control strategies of a double stator permanent generator for tidal current energy application», PhD. Thesis, IREENA, Université de Nantes, 2015
- [10] N. Bernard, J.C. Olivier, T.N. Linh Dang, N. Bracikowski, G. Berthiau, «High-speed PMSM design optimization for a flywheel accumulator considering the charge/discharge profile», *ELECTRIMACS*, 2017
- [11] J.F. Gülich, «Centrifugal pumps», Springer Edition, 2008.
- [12] O. Maisonnave, L. Moreau, R. Aubrée, M-F. Benkhoris, T. Neu, D. Guyomarc'h, «Optimal energy management of an underwater compressed air energy storage station using pumping systems», *Energy Conversion and Management*, vol. 165, p. 771-782, 2018.