

Optimisation vibroacoustique robuste du design des moteurs électriques

Martin JEANNEROT^{1,2,3}, Emeline SADOULET-REBOUL¹, Morvan OUISSE¹, Jean-Baptiste DUPONT², Vincent LANFRANCHI³

¹ Institut FEMTO-ST, UMR CNRS 6174, 24 chemin de l'Épitaphe, 25000 Besançon, France

² Vibratex, 28 chemin du petit bois, CS80210, 69134 Ecully Cedex, France

³ Université de Technologie de Compiègne, CNRS, FRE 1012 Roberval, Centre de recherche Royallieu, 60203 Compiègne Cedex, France

RESUME – Une démarche complète permettant d'optimiser les moteurs électriques de manière robuste afin d'améliorer leur comportement vibroacoustique est présentée. Elle nécessite en premier lieu de modéliser le processus multiphysique de génération de vibrations et de bruit dans les moteurs électriques. Elle s'appuie ensuite sur une modélisation probabiliste des dispersions paramétriques qui permet de considérer les niveaux sonores ou vibratoires des moteurs comme des fonctions aléatoires dont on minimise la moyenne, afin de réduire les nuisances vibratoires ou acoustiques, mais également l'écart-type, pour minimiser la variabilité du comportement vibroacoustique dans un contexte incertain et augmenter la robustesse du design.

Optimisation, Moteurs électriques, Robustesse, Analyse de sensibilité, Modélisation multiphysique.

1. INTRODUCTION

L'optimisation de la géométrie des parties magnétiques actives des moteurs électriques permet d'atteindre des améliorations très significatives de niveaux acoustiques ou vibratoires en agissant sur les excitations électromagnétiques à l'origine de la réponse vibratoire du moteur [1]-[3]. En effet, l'amplitude, le contenu fréquentiel et la distribution spatiale de ces efforts électromagnétiques sont très sensibles à certains paramètres géométriques. Un exemple de l'effet de l'ouverture des encoches rotoriques sur la puissance acoustique rayonnée par un moteur asynchrone est donné dans [4], où des réductions de l'ordre de plusieurs dizaines de dB sont atteintes en modifiant seulement ce paramètre.

Dans un contexte industriel, ces paramètres géométriques sont soumis à des dispersions liées au processus de fabrication, qui peuvent donc causer de fortes dispersions dans le contenu fréquentiel et la distribution spatiale des efforts électromagnétiques donc du comportement vibroacoustique de la machine. L'étude de la variabilité des paramètres géométriques et d'alimentation des moteurs électriques lors de leur production de masse, et des effets sur leurs performances, a fait l'objet de publications par plusieurs auteurs. Dans [5], les sources de dispersion géométriques dans les moteurs électriques et leurs ordres de grandeur sont données, et leur effet sur les forces électromotrices et le couple de détente est étudié de manière statistique. Une approche statistique est également utilisée pour étudier l'effet de la variabilité du positionnement des aimants sur le couple de détente d'un moteur dans [6], et

l'effet des variations d'angle de vrillage sur le couple de détente dans [7]. Les publications qui abordent les effets des dispersions sur le comportement vibroacoustique des moteurs électriques sont peu nombreuses. La plus complète est réalisée dans [8], où une analyse de sensibilité globale des tolérances de fabrication sur le couple moyen, la pulsation de couple et les pressions de Maxwell radiales est présentée.

Il est possible de prendre en compte l'effet des dispersions des paramètres géométriques et d'alimentation dans le processus d'optimisation. On parle alors d'optimisation robuste. De telles approches d'optimisation robuste sont utilisées pour optimiser des critères de performance électromécaniques courants comme le couple moyen, les pulsations de couple, le rendement [9], [10], mais aucune contribution visant à utiliser ces outils pour optimiser le comportement vibroacoustique des moteurs électriques n'a été publiée. En effet, les publications référencées dans ce papier concernant l'optimisation de la géométrie des moteurs électriques pour réduire leurs nuisances vibroacoustiques ne prennent pas en compte les dispersions liées à la géométrie ou l'alimentation. Ces méthodes d'optimisation sont qualifiées de déterministes. Le comportement vibroacoustique des moteurs fabriqués suivant la géométrie optimisée de manière déterministe peut donc présenter une forte variabilité, et les réductions de niveaux sonores ou vibratoires de certains moteurs fabriqués peuvent être moins élevées qu'attendu voire inexistantes.

Les travaux présentés consistent en la mise en place d'une méthode d'optimisation robuste, qui permet de minimiser le bruit et les vibrations des moteurs électriques dans un contexte de paramètres incertains. Il ne s'agit donc non pas de supprimer les dispersions, qui sont souvent inévitables, mais de faire converger l'optimisation vers une géométrie permettant d'améliorer le comportement vibroacoustique du moteur en moyenne tout en diminuant sa variabilité. La modélisation multiphysique permettant d'estimer les niveaux acoustiques et vibratoires des machines électriques est abordée dans une première partie. La méthode d'optimisation robuste est ensuite décrite, puis appliquée à un cas concret dans une troisième partie.

2. MODELISATION MULTIPHYSIQUE DU PROCESSUS DE GENERATION DU BRUIT

Les méthodes d'optimisation déterministe et robuste nécessitent de pouvoir estimer numériquement le comportement vibroacoustique d'un moteur pour une géométrie, des propriétés de matériaux et des conditions d'alimentation données. Pour cela, il faut modéliser le processus multiphysique de génération de bruit dans un moteur électrique, représenté sur la Fig. 1. Ce processus peut être divisé en quatre étapes :

- L'alimentation du moteur par Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) de la tension d'alimentation entraîne l'apparition d'harmoniques d'ordres élevés dans les courants.
- La combinaison des harmoniques de courant avec la géométrie du moteur et avec la distribution des bobinages est à l'origine de contributions harmoniques dans l'induction d'entrefer. Il en résulte des contributions dynamiques dans les pressions de Maxwell radiales et tangentielles, qui constituent la principale excitation électromagnétique dans les moteurs électriques.
- Les excitations électromagnétiques s'exercent sur le stator et le rotor de la machine et sont à l'origine de vibrations, dont le niveau d'amplitude dépend de la base modale et des propriétés d'amortissement de la structure du moteur, et de l'amplitude, la fréquence et la distribution spatiale des excitations électromagnétiques.
- En fonction des déformées opérationnelles de la structure et des fréquences de vibration, les propriétés de rayonnement acoustique ne sont pas les mêmes, et une part variable de la puissance vibratoire est donc convertie en puissance acoustique.

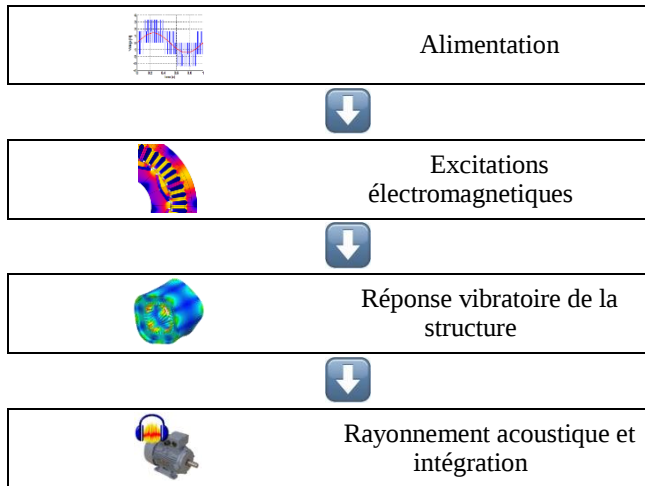


Fig. 1. Processus de génération de bruit dans les moteurs électriques.

Les deux premières étapes sont simulées à l'aide d'un modèle électromagnétique du moteur par éléments finis. Cette simulation permet de déterminer l'induction radiale et tangentielle sur un ensemble de points répartis dans l'entrefer comme représenté sur la Fig. 2.

Les valeurs des pressions de Maxwell peuvent être déterminées à partir de l'induction d'entrefer à l'aide des équations (1) et (2).

$$\sigma_r = \frac{1}{2\mu_0} (B_r^2 - B_t^2), \quad (1)$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\mu_0} (B_r B_t). \quad (2)$$

Où σ est la pression de Maxwell, B l'induction d'entrefer, μ_0 la perméabilité relative de l'air, et r et t désignent les composantes radiale et tangentielle.

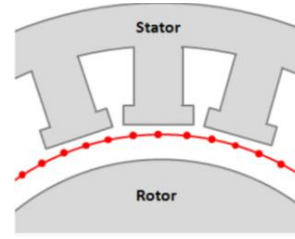


Fig. 2. Points de calcul des pressions de Maxwell dans l'entrefer.

Un modèle de réponse vibratoire permet ensuite d'estimer la réponse dynamique du stator sous l'effet des excitations électromagnétiques. Pour cela, il est nécessaire de déterminer la base modale du moteur. On peut ensuite calculer sa réponse vibratoire par superposition modale.

Enfin, un modèle de rayonnement acoustique du stator permet de tenir compte de la conversion de la puissance vibratoire du stator en puissance acoustique.

Cette modélisation multiphysique peut être associée à un algorithme d'optimisation comme représenté manière simplifiée sur la Fig. 3. Les paramètres d'optimisation, qui sont une sélection de paramètres géométriques du modèle électromagnétique, peuvent être modifiés par l'algorithme d'optimisation de manière à minimiser une fonction coût construite à partir de la grandeur de sortie de la modélisation, c'est à dire le niveau de puissance acoustique sur la Fig. 3. Il convient toutefois de noter que les grandeurs de sortie pouvant servir à la construction de la fonction coût sont multiples, avec non seulement le niveau de puissance acoustique, mais aussi des grandeurs issues du modèle électromagnétique tels que le couple de sortie du moteur ou ses pertes, ou du modèle vibratoire tels que des niveaux de déplacement ou d'accélération.

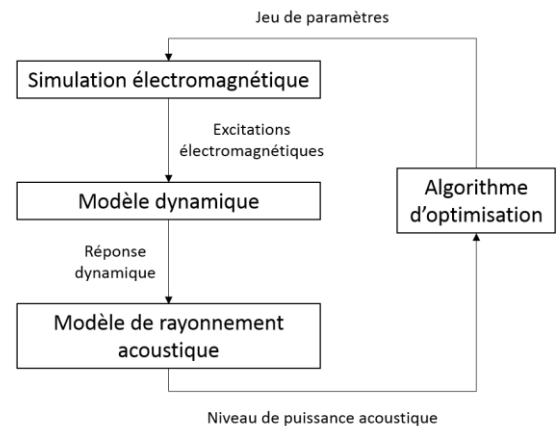


Fig. 3. Modélisation multiphysique du moteur et intégration dans une boucle d'optimisation.

La modélisation multiphysique présentée dans cette partie peut aussi bien être utilisée pour réaliser une optimisation déterministe qu'une optimisation robuste de moteur électrique. La différence entre ces deux techniques repose sur la fonction coût. Dans le cas d'une optimisation déterministe, la fonction coût à minimiser est définie à partir de grandeurs de sortie du modèle multiphysique calculées pour un jeu de paramètre, appelé le jeu de paramètres nominal. Dans le cas d'une optimisation robuste, la fonction coût est construite à partir de

ces mêmes grandeurs de sortie, mais pour plusieurs jeux de paramètres légèrement différents du jeu de paramètres nominal, générés aléatoirement, afin de simuler la dispersion réelle de la géométrie autour du design nominal.

3. OPTIMISATION ROBUSTE

Il est important, avant toute optimisation (aussi bien déterministe que robuste), de procéder à une analyse de sensibilité des paramètres d'optimisation potentiels, de manière à évaluer leur effet sur la fonction coût. Il y a deux raisons principales à cela :

- Si les paramètres d'optimisation ont peu d'effet sur la fonction coût, cette dernière ne pourra pas être réduite significativement. Il est donc nécessaire de sélectionner des paramètres d'optimisation auxquels la fonction coût est sensible.
- L'optimisation est un processus itératif qui demande un nombre assez important d'évaluations de la fonction coût. Plus le nombre de paramètres d'optimisation est élevé, plus ce nombre d'évaluations de la fonction coût est important et donc plus l'optimisation est longue. Il est donc nécessaire de faire un compromis entre le nombre de paramètres d'optimisation choisis et les possibilités de réduction de la fonction coût que ce choix offre. L'analyse de sensibilité, permettant de classer les paramètres d'optimisation susceptibles selon leur effet sur la fonction coût, aide à la sélection d'un nombre limité de paramètres.

La méthode de Morris [11] est utilisée pour estimer la sensibilité de la fonction coût aux paramètres géométriques des moteurs. Il s'agit d'une méthode de sensibilité globale qui permet de couvrir de manière complète l'espace paramétrique. De plus c'est une méthode appelée One-Factor-At-a-Time (OAT), qui demande moins d'évaluations de la fonction coût que des approches stochastiques [8]. Les différences qui en résultent sont d'une part que les résultats obtenus par la méthode de Morris sont qualitatifs alors que ceux obtenus par des approches stochastiques sont quantitatifs, et d'autre part qu'avec la méthode de Morris les effets des non-linéarités et des interactions entre paramètres peuvent être détectés mais pas distingués. La méthode de Morris offre tout de même une classification des effets des paramètres sur l'ensemble de l'espace de design qui est pertinente pour la sélection des paramètres de conception les plus influents en vue d'une optimisation.

L'optimisation robuste consiste à minimiser une fonction coût en tenant compte de la variabilité de cette fonction coût qui peut être amenée par la dispersion des paramètres géométriques du moteur. Pour cela, une nouvelle fonction coût doit être définie. On distinguera donc par la suite les notions de fonction coût déterministe, ou simplement fonction coût, qui correspond à la grandeur qui doit être minimisée, par exemple la puissance acoustique rayonnée, ou dans l'exemple présenté dans ce papier l'harmonique 48 du couple, et la fonction coût robuste, qui prend en compte la variabilité de la fonction coût déterministe sous l'effet des dispersions des paramètres. On peut s'inspirer de plusieurs définitions de la robustesse pour définir la fonction coût robuste. On peut donc s'intéresser aux différentes définitions possibles de la robustesse afin de justifier le choix de fonction coût robuste effectué.

Le sujet de la robustesse a été massivement abordé par Taguchi à partir des années 50 [12]. Ses méthodes visent à trouver à l'aide de plans d'expérience les paramètres de conception qui ont une forte influence sur la variabilité de

fonction coût. Ces paramètres sont alors modifiés de manière à minimiser cette variabilité. Les paramètres ayant peu d'influence sur la variabilité de la fonction coût sont ensuite modifiés pour minimiser (ou maximiser) sa moyenne. Cette technique est utilisée dans [13] pour maximiser le couple d'une machine à réluctance variable de manière robuste. Toutefois, avec l'amélioration des moyens de calcul numérique, la technique de plans d'expérience peut être remplacée par des méthodes d'optimisation robuste, qui peuvent s'appuyer sur trois définitions de la robustesse présentées en détail dans [14] :

- La théorie de l'info-gap proposée par Ben-Haim [15]. Dans cette théorie, la robustesse est mesurée à partir de la performance (donc la fonction coût) dans le pire des cas, c'est-à-dire pour la combinaison de paramètres dispersés qui entraîne la plus forte dégradation de la performance. Cette méthode est destinée à des cas où le niveau d'incertitude est mal connu, ou à des cas où aucune défaillance due à la dispersion des paramètres d'entrée ne peut être acceptée. La fonction coût robuste est alors le maximum de la fonction coût déterministe dans l'espace que peuvent atteindre les dispersions (par exemple le maximum de puissance acoustique rayonné par un moteur dans l'espace incertain entourant son design nominal).
- La mesure probabiliste de la robustesse, qui consiste à considérer que les dispersions des paramètres prennent des valeurs aléatoires obéissant à des fonctions de distribution probabilistes. La fonction coût peut donc être considérée comme une fonction aléatoire, dont on peut analyser la distribution pour obtenir des indicateurs de robustesse. On peut en particulier calculer sa moyenne μ_f et son écart-type σ_f . La fonction coût robuste est alors la combinaison linéaire entre la moyenne et l'écart-type de la distribution de fonction coût déterministe [14].
- Les méthodes épistémiques qui sont utiles quand le problème de conception et sa modélisation ne sont pas bien définis. Elles permettent de traiter les incertitudes en utilisant des modèles basés sur la logique floue ou les statistiques Bayésiennes.

Dans la méthode présentée, la méthode de définition probabiliste de la robustesse est retenue. En effet, le but de la démarche d'optimisation robuste est de réduire les nuisances vibroacoustiques pour la très grande majorité des moteurs produits, mais il n'est pas critique que quelques moteurs ne présentent pas les réductions attendues.

Pour évaluer la robustesse d'un design en utilisant l'approche probabiliste, la fonction coût déterministe est donc définie de la manière suivante :

$$f = f(x + \delta), \quad (3)$$

où $x = (x_1, \dots, x_{N_c})^T$ est le jeu de paramètres de conception, qui sont fixés pour un design donné. $\delta = (\delta_1, \dots, \delta_{N_i})^T$ est le jeu de paramètres incertains qui sont définis comme des variables aléatoires pour modéliser la déviation autour des paramètres de conception.

Suivant cette formulation, le design nominal correspond au cas où tous les paramètres incertains δ_j sont nuls. Les dispersions des moteurs réellement produits, qui ne respectent jamais parfaitement le design nominal, sont modélisées par les paramètres incertains $\delta_j \neq 0$.

Dans ce papier, on fait l'hypothèse que les paramètres incertains δ_j suivent une loi de distribution normale $\mathcal{N}(0, \sigma_j)$. Leur écart-type peut être estimé à partir de données expérimentales quand elles sont disponibles, ou sinon en utilisant les tolérances qui sont généralement connues (par exemple, dans l'hypothèse d'une distribution normale des dispersions, on peut supposer qu'un intervalle de tolérance sera de la forme $[-3\sigma_j, 3\sigma_j]$, ce qui signifie que la valeur de dispersion du paramètre sera comprise dans cet intervalle dans 99,7% des cas.

Des tirages de Monte-Carlo sont ensuite générés. Ils fournissent différents jeux de paramètres incertains δ , et $f(x + \delta)$ est calculé pour chacun de ces jeux de paramètres. La valeur moyenne μ_f et l'écart-type σ_f de la distribution de la fonction coût f ainsi obtenue sont les indicateurs de robustesse. La moyenne donne une indication sur la performance du design considéré. Si on définit comme fonction coût le niveau de puissance acoustique rayonnée, une moyenne basse signifiera que le niveau de puissance acoustique rayonné par des moteurs réellement produits avec des dispersions sera bas en moyenne. L'écart-type donne une indication sur la robustesse du design considéré. Si l'écart-type est élevé, la variabilité du bruit rayonné par les moteurs produits sera élevée, et même si la moyenne est basse, une part importante d'entre eux aura une puissance acoustique élevée.

La fonction coût robuste peut alors s'écrire comme :

$$\alpha\mu_f + (1 - \alpha)\sigma_f, \quad (4)$$

où $\alpha \in [0,1]$ est un facteur de pondération scalaire qui définit le compromis à rechercher entre la minimisation de la moyenne et la minimisation de l'écart-type. On peut donc écrire le problème d'optimisation robuste de la manière suivante :

$$\min_x \alpha\mu_f(x, \delta) + (1 - \alpha)\sigma_f(x, \delta). \quad (5)$$

Si on prend $\alpha = 1$, on ne minimise que la moyenne de f , ce qui revient à privilégier la performance à la robustesse. Le design résultant d'une telle optimisation sera tout de même plus robuste que celui résultant d'une optimisation déterministe (qui viserait seulement à minimiser f), puisque la moyenne μ_f prend en compte la dispersion des paramètres incertains. Au fur et à mesure que α se rapproche de 0, on privilégie de plus en plus la robustesse et de moins en moins la performance.

Cette méthode est appliquée dans l'exemple qui suit.

4. EXEMPLE

L'objet de cet exemple est d'optimiser un moteur électrique afin de réduire ses nuisances sonores tout en conservant ses performances de couple.

4.1. Présentation du moteur à optimiser

Le moteur à optimiser est la machine synchrone à aimants permanents à 8 pôles dont un pôle est représenté sur la Fig. 4. Cette machine a fait l'objet d'une analyse préalable utilisant la procédure de couplage faible décrite dans [16] entre un modèle électromagnétique par éléments finis ainsi qu'un modèle vibratoire de la structure complète du groupe motopropulseur automobile, lui aussi par éléments finis, qui comprend non seulement le moteur mais également un réducteur et un module d'électronique de puissance.

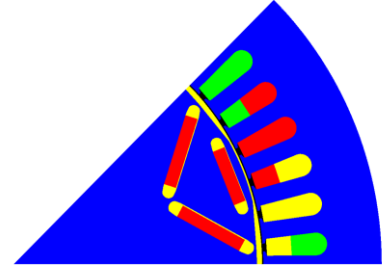


Fig. 4. Machine synchrone à aimants permanents à optimiser.

Cette simulation met en avant le problème suivant : les pulsations de couple font entrer en résonance un mode de flexion d'ensemble du groupe motopropulseur, représenté sur la Fig. 5, dont la fréquence propre est située autour de 1000 Hz. La résonance est provoquée par les harmoniques 24, 48 et 96 du couple aux régimes moteur respectifs de 2500 rpm, 1250 rpm et 625 rpm, pour lesquels ces contributions harmoniques atteignent la fréquence de 1000 Hz. Ces résonances sont critiques, d'une part en raison des vitesses de rotation assez faibles où elles apparaissent, vitesses où le bruit d'origine électromagnétique rayonné par le groupe motopropulseur est prédominant par rapport aux bruits de roulement et aérodynamiques. De plus, le bruit rayonné à 1000 Hz est particulièrement désagréable pour l'oreille humaine.

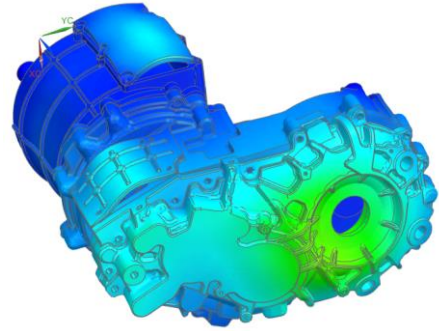


Fig. 5. Mode de flexion d'ensemble du groupe motopropulseur

Par ailleurs, le moteur faisant l'objet de cette optimisation a un rotor vrillé par blocs, comme représenté sur la Fig. 6. Il est composé de quatre blocs de longueurs égales, et les deux blocs centraux sont décalés de 3.75° par rapport aux blocs des extrémités. Le vrillage est généralement une solution efficace pour réduire les pulsations de couple, et le vrillage par blocs du rotor a les avantages de simplifier la fabrication et d'être moins cher qu'un vrillage continu [17].

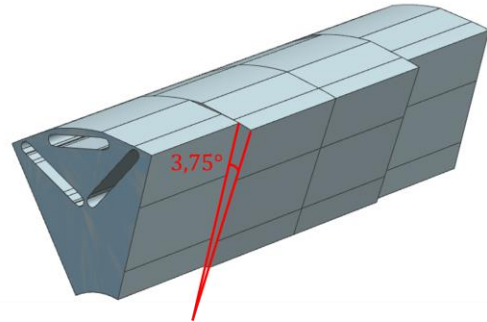


Fig. 6. Vrillage par blocs du rotor

En raison du vrillage du rotor, l'hypothèse selon laquelle le comportement de sections 2-D du moteur de coordonnées axiales différentes est le même n'est plus vérifiée. Le modèle électromagnétique ne peut donc pas être réduit à un modèle 2-D. Deux solutions peuvent donc être envisagées pour la modélisation par éléments finis de ce moteur vrillé : un modèle

2-D à plusieurs couches ou un modèle 3-D [17]. La modélisation 3-D demande un temps de calcul rédhibitoire pour l'utiliser à des fins d'optimisation, donc un modèle 2-D à plusieurs couches est utilisé, sous l'hypothèse que le comportement électromagnétique de toutes les sections 2-D d'un même bloc reste le même. Puisque les quatre blocs du rotor sont semblables deux par deux, seulement deux simulations électromagnétiques 2-D sont nécessaires. La comparaison du couple instantané calculé avec un modèle 2-D à plusieurs couches d'une part et avec un modèle 3-D d'autre part montre toutefois que le modèle 2-D est moins précis car il ne prend pas en compte les phénomènes d'interaction axiale entre les différents blocs du rotor [17]. L'incertitude des résultats des simulations est donc plus élevée que pour un moteur non vrillé. Le fait de prendre en compte la dispersion des paramètres lors de l'optimisation permet d'éviter la convergence vers des minima très locaux qui seraient dus aux limites des hypothèses de modélisation.

Le couple instantané du moteur est alors la moyenne du couple fourni par chaque section modélisée en 2D, et les pulsations de couple peuvent être calculées par une décomposition en séries de Fourier du couple instantané.

Pour simplifier l'optimisation, on choisit de minimiser directement les contributions harmoniques du couple qui sont à l'origine du phénomène de résonance du mode d'ensemble du groupe motopulseur. Ces contributions harmoniques sont prédominantes dans la génération du bruit du moteur, donc la réduction de leur niveau permet des réductions comparables des niveaux vibratoires du moteur. Ces contributions peuvent être directement obtenues à partir des modèles électromagnétiques du moteur, si bien que les modèles vibratoire et acoustique présentés sur la Fig. 3 ne sont pas utilisés dans cet exemple.

Les trois harmoniques 24, 48 et 96 du couple doivent être minimisés pour réduire le bruit rayonné par le moteur à bas régime. C'est ce qui est fait dans [1] avec des méthodes d'optimisation déterministes. Certaines optimisations déterministes peuvent mener à de très fortes réductions du niveau de l'harmonique 48 du couple, mais qui sont également non-robustes. Les harmoniques 24 et 96 posent moins de problèmes de robustesse. On propose donc de se focaliser sur la minimisation de l'harmonique 48 du couple au régime de 1250 rpm pour cet exemple. On peut donc définir la fonction coût déterministe comme :

$$f = 20 \log_{10} C_{h48}, \quad (6)$$

où C_{h48} est l'amplitude crête de l'harmonique 48 du couple, exprimée en N.m, et f est son niveau en dB.

De plus, on s'assure que le couple moyen fourni par le moteur ne soit pas réduit à l'aide d'une contrainte d'inégalité :

$$C_{opt} \geq \beta \cdot C_{initial}, \quad (7)$$

où $C_{initial}$ est le couple moyen du design nominal initial, C_{opt} le couple moyen du design nominal optimisé et β un scalaire qui définit la réduction de couple autorisée. Pour l'optimisation déterministe on prend $\beta = 0,99$, donc une diminution du couple de 1% permise, tandis que pour l'optimisation robuste, on s'autorise une réduction du couple moyen de 3%, donc $\beta = 0,97$. Il est possible de définir des contraintes de manière robuste, afin de s'assurer qu'une grande proportion ou que la totalité des designs réels soumis à de la dispersion respecteront cette contrainte. Toutefois la variabilité du couple moyen sous l'effet des dispersions est de second ordre par rapport à celle de l'harmonique 48 du couple. On applique donc la même contrainte définie dans l'équation (7), appliquée

aux designs nominaux, pour l'optimisation déterministe et l'optimisation robuste.

4.2. Définition des paramètres d'optimisation et incertains

Avant d'utiliser les méthodes d'optimisation déterministe et robuste, on procède à une analyse de sensibilité. On teste l'effet des huit paramètres géométriques représentés sur la Fig. 7 et la Fig. 8 sur le niveau de l'harmonique 48 du couple. On peut voir que ces paramètres permettent de modifier la forme de l'entrefer et la position des aimants, qui sont de manière générale des éléments de design susceptibles d'avoir un effet significatif sur le comportement vibroacoustique du moteur.

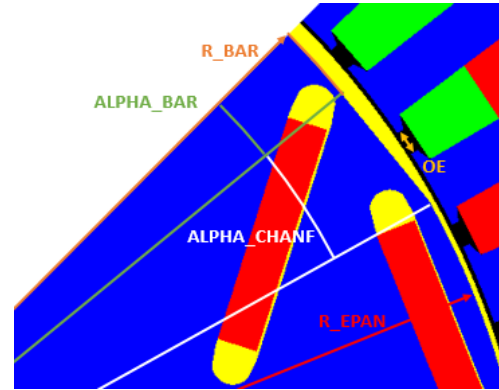


Fig. 7. Paramètres géométriques du moteur relatifs à l'entrefer.

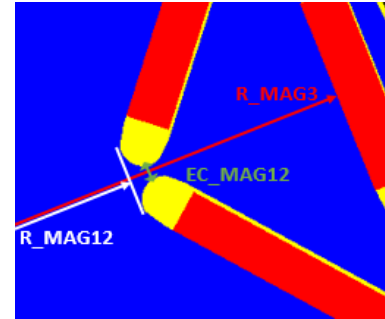


Fig. 8. Paramètres géométriques du moteur relatifs aux aimants.

Les intervalles de conception des paramètres géométriques sont définis de manière à être aussi étendus que possible afin d'avoir un espace d'optimisation important. Leur étendue est indiquée dans le Tableau 1. On peut voir qu'elle reste toutefois relativement faible car la géométrie avec trois aimants au rotor laisse assez peu de possibilités de modification.

Tableau 1. Etendue des espaces de conception des paramètres géométriques.

Paramètre géométrique	Etendue de l'espace de conception
R_EPAN	0,5 mm
R_BAR	0,5 mm
ALPHA_CHANF	5°
ALPHA_BAR	4°
OE	0,5 mm
R_MAG12	0,5 mm
EC_MAG12	0,5 mm
EC_MAG3	0,5 mm

L'écart type de la distribution normale des paramètres géométriques incertain peut être estimé à partir de mesures effectuées sur cinq tôles du rotor. Les écarts-types expérimentaux des différents paramètres du rotor sont donc calculés à l'aide de la formule de l'écart-type pour un échantillon :

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (p_{j_k} - \bar{p}_j)^2}, \quad (8)$$

où n est le nombre de mesures disponibles (ici 5), p_{j_k} les valeurs des mesures du paramètre p_j , et $\bar{p}_j$ la moyenne des n mesures du paramètre p_j . Ces écarts-types sont présentés dans le Tableau 2.

Tableau 2. Ecarts-types des mesures de chaque paramètre sur 5 tôles de rotor.

Paramètre géométrique	Ecart-type des 5 mesures (σ_j)
R_EPAN	0,007 mm
R_BAR	0,006 mm
ALPHA_CHANF	0,5°
ALPHA_BAR	0,28°
R_MAG12	0,011 mm
EC_MAG12	0,014 mm
EC_MAG3	0,035 mm

Pour les paramètres OE (l'ouverture d'encoches au stator) et DELTA, aucune donnée expérimentale de dispersion n'est disponible. Leurs valeur sont donc fixées en s'appuyant sur les valeurs obtenues pour les autres paramètre ou pour d'autres moteurs. L'écart-type du paramètre OE est défini de manière conservative ne pas sous-estimer ses dispersions, avec un écart-type deux fois supérieur au plus grand écart type mesuré pour des paramètres de distance dans le Tableau 2. L'écart type de l'angle de positionnement mécanique du rotor est fixé à 0.33°, ce qui représente 1.66° électrique.

Tableau 3. Ecarts-types fixés pour les paramètres ne disposant pas de mesures expérimentales.

Paramètre géométrique	Ecart-type (σ_j)
OE	0.07 mm
DELTA	0.33°

L'analyse de sensibilité est alors effectuée en suivant la méthode de Morris, et permet de sélectionner les paramètres de conception les plus influents. On prend donc les R_BAR, R_EPAN, ALPHA_BAR et ALPHA_CHANF, qui se distinguent avec des effets moyens largement supérieurs à ceux des autres paramètres. Le point commun de ces quatre paramètres est qu'ils définissent la forme externe du rotor, alors que les autres paramètres, dont les composantes de conception sont moins influentes, affectent la position des aimants ou l'ouverture d'encoche. Il faut faire un choix sur les paramètres de conception à retenir, et on sélectionne donc ces quatre paramètres comme paramètres d'optimisation.

4.3. Optimisation

Les résultats d'une optimisation déterministe et d'une optimisation robuste du moteur considéré sont présentés. L'optimisation déterministe fournit les résultats présentés dans le Tableau 4. On constate que l'optimisation déterministe permet une réduction de la fonction coût – le niveau de l'harmonique 48 du couple – d'environ 20 dB, avec une réduction de couple moyen inférieure à 1%.

Tableau 4. Résultats de l'optimisation déterministe pour le design nominal.

	Couple H48 (N.m)	Couple H48 (dB – ref 1 N.m)	Couple moyen (N.m)
Design initial	0,61	-4,29	72,74
Design optimisé	0,06	-24,32	72,24

On procède ensuite à une analyse de robustesse de ce design optimisé de manière déterministe. Pour cela, on procède à un tirage de Monte-Carlo où les paramètres incertains suivent des lois normales dont les écarts-types sont indiqués dans le Tableau 2, et on calcule la fonction coût pour chacun des 200 échantillons calculés. Un histogramme montrant la répartition des designs correspondant aux différents échantillons du tirage de Monte-Carlo en termes de niveau de l'harmonique 48 du couple est présenté sur la Fig. 9. On voit qu'un grand nombre des 200 moteurs considérés présentent des niveaux largement supérieurs à celui de -24,32 dB pour le design nominal. Ainsi, sur ce tirage de Monte-Carlo, la moyenne de la fonction coût μ_f est de -11,93 dB, et son écart-type σ_f de 6,96 dB. Ce design, qui est le résultat d'une optimisation déterministe, n'est donc pas robuste.

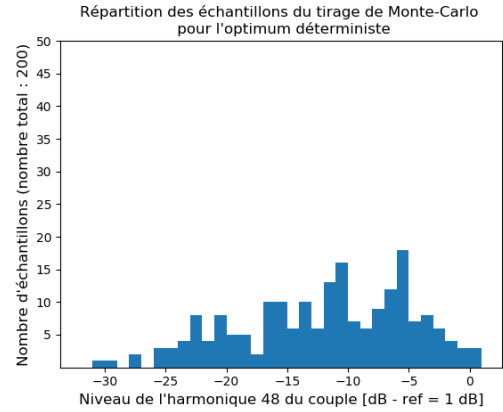


Fig. 9. Résultats du tirage de Monte-Carlo pour le design optimisé de manière déterministe.

Une optimisation robuste est ensuite effectuée en minimisant la fonction coût robuste définie par l'équation (4). Le paramètre α , qui permet de pondérer la moyenne μ_f et l'écart-type σ_f de la fonction coût, est fixé à 0,5, ce qui signifie qu'une augmentation d'un dB de la moyenne est autant pénalisante qu'une augmentation d'un dB de l'écart-type. De même que pour le design issu de l'optimisation déterministe, un tirage de Monte-Carlo de 200 échantillons est effectué afin d'évaluer la robustesse de ce design issu d'une optimisation robuste. L'historgramme des résultats de ce tirage est représenté sur la Fig. 10. On peut voir que les échantillons sont beaucoup plus concentrés autour d'un niveau de -20 dB, et que seuls de très rares échantillons ont un niveau d'harmonique 48 de couple supérieur à -15 dB. La bonne robustesse de ce design peut également être illustrée par la moyenne de la fonction coût μ_f , qui est de -19,36 dB, et son écart-type σ_f , qui est réduit à 2,14 dB.

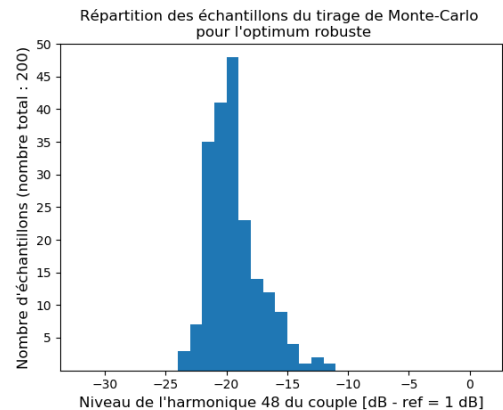


Fig. 10. Résultats du tirage de Monte-Carlo pour le design optimisé de manière robuste.

Les résultats des deux tirages de Monte-Carlo en termes de moyenne et d'écart-type sont résumés dans le Tableau 5. Le design nominal issu de l'optimisation robuste fournit des réductions de la fonction coût légèrement moindres que celui issu de l'optimisation déterministe, mais sa robustesse est grandement améliorée. Par ailleurs la contrainte de couple est respectée portant sur le design nominal est respectée.

Tableau 5. Résultats des moteurs optimisés de manière déterministe et robuste pour le design nominal et pour les tirages de Monte-Carlo.

	f pour le design nominal	Couple moyen pour le design nominal	μ_f	σ_f
Optimum déterministe	-24,32 dB	72,24 N.m	-11,93 dB	6,96 dB
Optimum robuste	- 20,56 dB	71.09 N.m	-19,36 dB	2,14 dB

5. CONCLUSIONS

La méthodologie d'optimisation robuste présentée permet de réduire de manière significative les nuisances vibratoires et acoustiques des moteurs électriques même lorsqu'ils sont soumis à des dispersions géométriques liées au processus de fabrication. Elle a été appliquée à un cas d'optimisation vibroacoustique, et elle permet, à travers la réduction d'une contribution harmonique du couple, de réduire les vibrations et le bruit du moteur en moyenne, mais également sa variabilité dans un contexte incertain.

6. REFERENCES

[1] M. Jeannerot, J-B. Dupont, E. Sadoulet-Reboul, M. Ouisse, V. Lanfranchi et P. Bouvet, « Silent design of electric motors: optimization under constraints and parameters uncertainties », in International Conference on Electrical Machines (ICEM) 2020, Göteborg (Suède), Août 2020.

[2] J. Le Besnerais, V. Lanfranchi, M. Hecquet et P. Brochet, « Multiobjective Optimization of Induction Machines Including Mixed Variables and Noise Minimization », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 44, No. 6, Juin 2008.

[3] F. Lin, S.-G. Zuo, W.-Z. Deng et S.-L. Wu, « Reduction of vibration and acoustic noise in permanent magnet synchronous motor by optimizing magnetic forces », Journal of Sound and Vibration, Vol. 429, p. 193-205, Septembre 2018.

[4] J. Le Besnerais, V. Lanfranchi, M. Hecquet, R. Romary et P. Brochet, « Optimal Slot Opening Width for Magnetic Noise Reduction in Induction Motors », IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 24, No. 4, Décembre 2009.

[5] G. Ombach et J. Junak, « Design of PM brushless motor taking into account tolerances of mass production – six sigma design method », in 2007 IEEE Industry Applications Annual Meeting, p. 2139-2146, New Orleans, LA (USA), 2007.

[6] G. Heins, T. Browns et M. Thiele, « Statistical Analysis of the Effect of Magnet Placement on Cogging Torque in Fractional Pitch Permanent Magnet Motors », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 47, No. 8, p. 2142-2148, Août 2011.

[7] M.S. Islam, S. Mir et T. Sebastian, « Issues in Reducing the Cogging Torque of Mass-produced Permanent Magnet Brushless DC Motor », IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 40, No. 3, p. 813-820, Mai-Juin 2004.

[8] J. Kolb et K. Hameyer, « Sensitivity Analysis of Manufacturing Tolerances in Permanent Magnet Synchronous Machines with Stator Segmentation », IEEE Transactions on Energy Conversion, August 2020.

[9] C. T. Krasopoulos, M. E. Beniakar et A. G. Kladas, « Robust Optimization of High-Speed PM Motor Design », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 53, No. 6, p. 1-4, Juin 2017.

[10] G. Lei, G. Bramerdorfer, B. Ma, Y. Guo et J. Zhu, « Robust Design Optimization of Electrical Machines: Multi-objective Approach », IEEE Transactions on Energy Conversion (Early access), June 2020.

[11] M. D. Morris, « Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments », Technometrics, Vol. 33, No. 2., p. 161-174, Mai 1991.

[12] Khosrow Dehnad. « Quality Control, Robust Design, and the Taguchi Method. », 1989.

[13] A. M. Omekanda, « Robust Torque and Torque-per-Inertia Optimization of a Switched Reluctance Motor Using the Taguchi Methods », IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 42, No. 2, p. 473-478, Mars-Avril 2006.

[14] H-G. Beyer et B. Sendhoff, « Robust optimization – a comprehensive survey. », Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 196, No. 33–34, p. 3190–3218, Juillet 2007.

[15] Y. Ben-Haim, « A non-probabilistic measure of reliability of linear systems based on expansion of convex models. », Structural Safety, Vol. 17, No. 2, p. 91-109, 1995.

[16] P. Pellerey, V. Lanfranchi and G. Friedrich, «Coupled numerical simulation between electromagnetic and structural models, influence of the supply harmonics for synchronous machine vibrations, » IEEE Transactions on Magnetics, vol. 48, no. 2, p. 983-986, Février 2012.

[17] P. Lazari, J. Wang and B. Sen, « 3-D Effects of Rotor Step-Skews in Permanent Magnet-Assisted Synchronous Reluctance Machines », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 51, No. 11, p. 1-4, Nov. 2015.