



**HAL**  
open science

# Développement de modèles réduits paramétrés magnéto-vibro acoustiques : Application à l'optimisation du comportement de moteurs électriques

Liwaa Abou Chakra, Bertrand Lallemand, Franck Massa, Thomas Henneron,  
Stephane Clenet

## ► To cite this version:

Liwaa Abou Chakra, Bertrand Lallemand, Franck Massa, Thomas Henneron, Stephane Clenet. Développement de modèles réduits paramétrés magnéto-vibro acoustiques : Application à l'optimisation du comportement de moteurs électriques. CSMA 2024, CNRS, CSMA, ENS Paris-Saclay, Centrale Supélec, May 2024, Giens, France. hal-04822953

**HAL Id: hal-04822953**

**<https://hal.science/hal-04822953v1>**

Submitted on 6 Dec 2024

**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.

# Intégration de modèles réduits pour l'analyse multiparamétrique du comportement magnéto-vibro-acoustique de moteurs électriques

L. Abou Chakra<sup>1,2</sup>, B. Lallemand<sup>1</sup>, F. Massa<sup>1</sup>, T. Henneron<sup>2</sup>, S. Clénet<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Université Polytechnique Hauts-de-France, LAMIH UMR CNRS 8201, Valenciennes, France  
Bertrand.Lallemand@uphf.fr, Franck.Massa@uphf.fr

<sup>2</sup> Univ. Lille, Arts et Metiers Institute of Technology, Centrale Lille, Junia, ULR 2697 - L2EP, F-59000 Lille, France  
thomas.henneron@univ-lille.fr, stephane.clenet@ensam.eu

**Résumé** — La conception des machines électriques est une tâche complexe compte tenu de la nature multi-physique des systèmes étudiés ainsi que des nombreuses sources d'incertitudes inhérentes à chaque discipline. Afin de déterminer fidèlement les grandeurs magnéto-vibro-acoustique dans un contexte multiparamétrique, les simulations éléments finis (magnétostatique et dynamique des structures) sont couplées à des techniques de réduction de modèles. Ces dernières permettent de conserver des temps de simulation compatibles avec une phase de conception tout en facilitant l'étude de défauts (électriques, magnétiques, structurels) sur la dynamique du système.

**Mots clés** — Moteur électrique, Couplage magnéto-vibro-acoustique, Réduction de modèle, Propagation d'incertitudes.

## 1 Introduction

Avec l'augmentation des contraintes environnementales, de multiples acteurs économiques se tournent désormais vers les moteurs électriques, qui offrent de nombreux avantages notamment en terme de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Contrairement aux moteurs thermiques, dont le comportement vibro-acoustique est bien maîtrisé [5], le dimensionnement des moteurs électriques nécessite la mise en place de nouvelles stratégies de simulation pour investiguer la réduction des nuisances sonores, en particulier le bruit d'origine électromagnétique reconnu comme une des principales sources de perturbation au sein de ces machines [13].

La mise en place d'une étude e-NVH (electromagnetic-Noise, Vibration and Harshness) pour un moteur électrique repose sur une approche multiphysique qui permet de reproduire le comportement vibro-acoustique de la structure à partir des chargements d'origine électromagnétique en considérant soit un couplage faible (approche séquentielle des disciplines), soit fort (interaction des déplacements de la structure sur les forces électromagnétiques). Pour chaque discipline, il est envisageable d'appliquer des modèles analytiques [13] [9], semi-analytiques [2] ou numériques [16] [15] (2D ou 3D électromagnétique, 3D pour la structure avec plus ou moins de composants pris en compte). Bien que les modèles analytiques et semi-analytiques sont plus adaptées en terme de temps de calcul lors de la phase de conception [13], une approche purement numérique, privilégiée par les industriels, est intéressante pour décrire avec finesse les champs électromagnétiques et mécaniques en intégrant des géométries bien plus réalistes, tout en prenant en compte les incertitudes de chaque discipline. Concernant la prise en compte des incertitudes liés aux imperfections des procédés de fabrication, on peut noter les travaux portant sur l'effet de de l'excentricité du rotor [5], la déformation du stator [10] et la distribution non-homogène de la magnétisation des aimants [3] sur la répartition spatiale et temporelle des forces électromagnétiques, sur l'apparition d'harmoniques de forces supplémentaires et, par conséquence, sur le comportement dynamique de la machine électrique.

La mise en oeuvre d'une stratégie multi-paramétrique basée sur des modèles numériques pour chaque discipline (en considérant à ce stade uniquement un couplage faible) est très consommatrice en termes de temps de calcul et de ressources mémoire. L'objectif de ce travail est d'intégrer des techniques de rédu-

tion de modèles pour chaque discipline afin de rendre ces calculs abordables dès la phase de conception d'un tel système. Pour ce faire, l'article se décompose en 2 parties. La première résume le cadre théorique pour chaque discipline ainsi que les techniques de réduction. La seconde est dédiée à la confrontation des résultats numériques entre le modèle de référence et la stratégie numérique intégrant la réduction de modèles ainsi qu'à l'impact de défauts sur la dynamique du système.

## 2 Couplage séquentiel magnéto-vibro-acoustique avec réduction de modèles

L'étude e-NVH d'un moteur électrique, en considérant un couplage faible, repose sur une approche multiphysique séquentielle présentée (Figure 1). La connaissance de la géométrie et de l'alimentation du moteur permet de déterminer la répartition du champ électromagnétique à l'intérieur de la machine électrique en résolvant un problème électromagnétique. À partir de la connaissance du champ d'induction magnétique, la répartition des forces électromagnétique agissant à l'intérieur du moteur est calculée. Ensuite, le comportement harmonique du système est déterminé pour chaque harmonique spatiale de forces électromagnétique pour constituer le spectrogramme du système en se focalisant sur la bande de fréquence audible et pour différentes vitesses de rotation. Enfin, le niveau acoustique résultant est caractérisé à partir des données dynamiques. L'ensemble de ces étapes est décrit dans les paragraphes suivants.

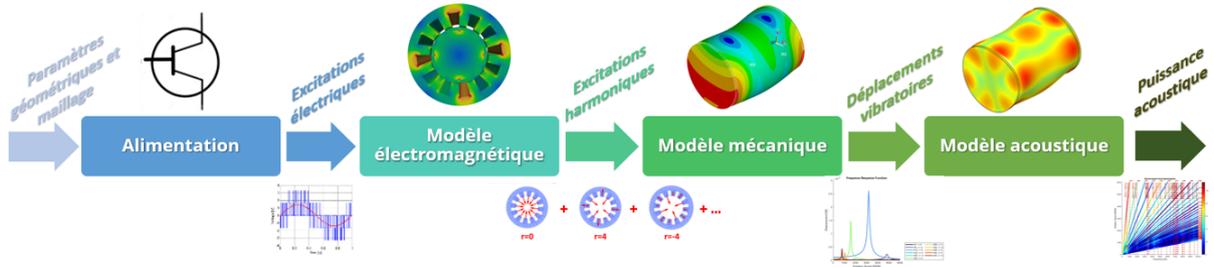


FIGURE 1 – Chaînage séquentiel magnéto-vibro-acoustique

### 2.1 Simulation magnéto-vibro-acoustique

#### 2.1.1 Problème d'électromagnétisme basse fréquence

Dans la suite, on considère une machine synchrone à aimants permanents qui est la machine la plus employée actuellement dans le domaine de la traction automobile. Pour ce type de machine, on peut en général négliger les courants induits ainsi que les courants de déplacement [4] ce qui conduit à représenter la machine pour un modèle basé sur les équations de la magnéto-statique. Dans ce contexte, il s'agit de trouver  $\mathbf{B}$  et  $\mathbf{H}$  telles que :

$$\begin{cases} \mathit{rot}\mathbf{H} = \mathbf{J}_s & \text{avec } \mathbf{H} \times \mathbf{n}|_{\Gamma_H} = 0 \\ \mathit{div}\mathbf{B} = 0 & \text{avec } \mathbf{B} \cdot \mathbf{n}|_{\Gamma_B} = 0 \\ \mathbf{H} = \nu_B \mathbf{B} \end{cases} \quad (1)$$

où  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{H}$  représentent respectivement l'induction magnétique ( $T$ ), le champ magnétique ( $A.m^{-1}$ ),  $\nu_B$  est égal à une constante  $\nu_0$  dans l'air et les matériaux amagnétiques tandis qu'elle dépend de  $\mathbf{B}$  dans les matériaux ferromagnétiques,  $\mathbf{J}_s$  est la densité de courant source alors que  $\Gamma_H$  et  $\Gamma_B$  sont les frontières du domaine  $\mathcal{D}$  étudié. Il est essentiel d'ajouter que, dans les aimants permanents,  $\mathbf{H} = \nu_a(\mathbf{B} - \mathbf{B}_r)$ , où  $\mathbf{B}_r$  représente l'induction magnétique rémanente et  $\nu_a$  la reluctivité des aimants.

On considère le champ  $\mathbf{A}$ , désignant le potentiel vecteur magnétique, tel que  $\mathbf{B} = \mathit{rot}\mathbf{A}$ . La discrétisation du problème magnéto-statique (1) par la méthode des éléments finis conduit à l'approximation du champ  $\mathbf{A}_\theta$  en résolvant un système d'équations linéaires (2) :

$$\mathbf{M}_{A_\theta} \mathbf{A}_\theta = \mathbf{g}_\theta \quad (2)$$

avec

$$\mathbf{M}_{A_\theta} = \int_{\mathcal{D}} \nu_B \mathbf{rot} \phi_i \cdot \mathbf{rot} \phi_j d\mathcal{D} \quad \text{et} \quad \mathbf{g}_\theta = \int_{\mathcal{D}} (\mathbf{J}_s \cdot \phi_i) d\mathcal{D}$$

où  $\phi_i$  sont des fonctions de formes appartenant à l'espace de Whitney [12] et  $\theta$  correspond à la position du rotor. Pour un problème 2D extrudé que nous considererons ici, le nombre d'inconnues  $A_{\theta_i}$  du vecteur  $A_\theta$  est associé au nombre d'arêtes du maillage associé selon la direction d'extrusion. Il convient de noter que le système (2) est résolu pour chaque pas  $\theta$  de rotation du rotor.

### 2.1.2 Calcul des forces magnétiques

Plusieurs méthodes sont disponibles dans la littérature pour calculer les forces électromagnétiques, à savoir les méthodes des courants magnétiques fictifs et des masses magnétiques, les méthodes énergétiques, les méthodes du tenseur de Maxwell ou encore le principe de travaux virtuels, bien adapté à la méthode des éléments finis [1]. Cette dernière, utilisée ici, repose sur le principe de conversion de l'énergie magnétique en énergie mécanique. La force totale dans une direction  $s$  exercée sur une région  $D$  est calculée en se basant sur la variation de l'énergie magnétique  $W$  du système après un déplacement dans cette même direction. Ce mouvement est réalisé tout en maintenant l'induction magnétique constante. Pour ce faire, une couche d'éléments, située dans l'entrefer, est définie pour les calculs.

$F_s$  peut être exprimée de la manière suivante :

$$F_s = -\frac{\partial}{\partial s} \int_D \left[ \int_0^B \mathbf{H} d\mathbf{B} \right]_{B=cte} dv \quad (3)$$

Ce chargement est transféré au modèle mécanique via une force équivalente pour chaque dent du stator (Lumped tooth force [13]). Cette force équivalente est située au milieu de chaque dent et est vu comme la somme de toutes les forces exercées aux noeuds de cette dent. Une transformation de Fourier discrète (FFT) est ensuite appliquée aux signaux temporels discrets des forces équivalentes (3). Cela permet d'obtenir la répartition des forces équivalentes sous une forme d'une somme de fonctions séparables dans l'espace et dans le domaine fréquentiel. Cela permet ainsi de coupler le modèle électromagnétique qui est résolu dans le domaine temporel au modèle mécanique qui lui est résolu dans le domaine fréquentiel.

### 2.1.3 Problème vibro-acoustique

Le problème d'élasticité linéaire est investigué dans le domaine de la dynamique (4) pour calculer les champs de déplacement et contrainte [14] :

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{d}}{\partial t^2} - \text{div}(\boldsymbol{\sigma}) = \mathbf{f} \quad (4)$$

où  $\rho$  étant la densité de masse,  $\mathbf{d}$  le champ de déplacement,  $\mathbf{f}$  la force volumique et  $\boldsymbol{\sigma}$  le tenseur de contrainte. Dans le but d'étudier les spectrogrammes de la réponse dynamique de la structure, constitués de  $k$  calculs harmoniques pour différents chargements, la réponse fréquentielle  $\mathbf{X}_k$ , discrétisée aux noeuds de la structure pour chaque excitation  $\mathbf{F}_k$  est calculée par superposition modale (5) :

$$\mathbf{X}_k(\Omega) = \sum_{v=1}^m \frac{\boldsymbol{\Phi}_v \boldsymbol{\Phi}_v^T}{w_{0v}^2 + 2jw_{0v}\xi_v\Omega - \Omega^2} \mathbf{F}_k \quad (5)$$

où  $\boldsymbol{\Phi}_v$  sont les modes propres,  $w_{0v}$  les pulsations propres des modes,  $m$  nombre de modes traités (après troncature modale),  $\xi_v$  l'amortissement modal et  $\mathbf{F}_k$  sont les excitations harmoniques des forces projetées dans le modèle mécanique et construites à partir des forces électromagnétiques  $\mathbf{F}_s$  (3).

Les vitesses vibratoires radiales  $v_n$ , en particulier sur la paroi externe de la structure, sont exploitées pour estimer un niveau acoustique. Les équations principales de la puissance acoustique et du niveau rayonné [9] sont respectivement :

$$W(f) = \rho_0 c_0 S \sigma_a(f) |v_n^2|/2 \quad \text{et} \quad L_w(f) = 10 \log_{10} \left( \frac{W(f)}{W_0} \right)$$

avec  $\rho_0$  masse volumique de l'air,  $c_0$  vitesse du son dans l'air,  $\sigma_a$  facteur de rayonnement [6] et  $S$  la surface rayonnante.

## 2.2 Modèles réduits pour l'analyse magnéto-vibro-acoustique

Un éventail de techniques de réduction de modèles peut être judicieusement intégré dans le cadre de cette démarche multiphysique. En effet, les précédents travaux des auteurs, menés jusqu'alors dans un cadre mono-disciplinaire, portent sur la réduction de modèles prenant en compte des variabilités pour le calcul des forces magnétiques [7], sur l'intégration d'une synthèse modale (à interfaces libres ou fixes) ou encore sur la réanalyse des bases modales de différents composants mécaniques [11]. Dans cette communication, notre attention se porte sur la partie synthèse modale avec deux niveaux de réduction.

Un premier niveau de réduction de modèle est réalisé en utilisant une méthodologie classique de synthèse modale. Le formalisme utilisé ici repose sur une approche duale décrite par Rixen [17], permettant de décrire le comportement dynamique d'un système complexe à partir des coordonnées modales de chaque sous-structure et complétées par les efforts des liaisons internes. Les équations du mouvement d'un ensemble de  $n$  sous-structures discrétisées sont :

$$\bar{\mathbf{M}}^{(s)} \ddot{\mathbf{u}}^{(s)} + \bar{\mathbf{C}}^{(s)} \dot{\mathbf{u}}^{(s)} + \bar{\mathbf{K}}^{(s)} \mathbf{u}^{(s)} = \bar{\mathbf{f}}^{(s)} + \bar{\mathbf{g}}^{(s)} \quad (6)$$

où  $\bar{\mathbf{M}}^{(s)}$ ,  $\bar{\mathbf{C}}^{(s)}$  et  $\bar{\mathbf{K}}^{(s)}$  sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur de chaque sous-structure  $s$ ,  $\mathbf{u}^{(s)}$  est le vecteur de degré de liberté des déplacements en fonction du temps,  $\bar{\mathbf{f}}^{(s)}$  est le vecteur des forces extérieures et  $\bar{\mathbf{g}}^{(s)}$  est le vecteur des forces de liaison entre les sous-structures.

Dans l'approche duale, la compatibilité de l'interface entre les différentes sous-structures est assurée en considérant les forces de liaison à l'interface  $\bar{\mathbf{g}}^{(s)}$  comme des inconnues supplémentaires du problème (6) en considérant que  $\bar{\mathbf{g}}^{(s)} = -\mathbf{B}^{(s)T} \boldsymbol{\lambda}$  avec  $\mathbf{B}^{(s)}$  est une matrice booléenne signée (matrice de contraintes) agissant sur les degrés de liberté de la sous-structure  $\mathbf{u}^{(s)}$  et  $\boldsymbol{\lambda}$  représentent les  $n_\lambda$  forces d'interconnexion entre les sous-structures. L'assemblage dual du système (6) s'écrit de la manière suivante pour  $n$  sous-structures :

$$\underbrace{\begin{pmatrix} \bar{\mathbf{M}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{M}_{dual}} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\boldsymbol{\lambda}} \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} \bar{\mathbf{C}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}_{dual}} \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\boldsymbol{\lambda}} \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} \bar{\mathbf{K}} & \mathbf{B}^T \\ \mathbf{B} & \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{K}_{dual}} \begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \bar{\mathbf{f}} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{f}_{dual}} \quad (7)$$

avec

$$\bar{\mathbf{M}} = \text{diag}(\bar{\mathbf{M}}^{(1)}, \dots, \bar{\mathbf{M}}^{(n)}) \quad ; \quad \bar{\mathbf{C}} = \text{diag}(\bar{\mathbf{C}}^{(1)}, \dots, \bar{\mathbf{C}}^{(n)}) \quad ; \quad \bar{\mathbf{K}} = \text{diag}(\bar{\mathbf{K}}^{(1)}, \dots, \bar{\mathbf{K}}^{(n)}) \quad ;$$

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} \mathbf{u}^{(1)} \\ \vdots \\ \mathbf{u}^{(n)} \end{pmatrix} \quad ; \quad \bar{\mathbf{f}} = \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{f}}^{(1)} \\ \vdots \\ \bar{\mathbf{f}}^{(n)} \end{pmatrix} \quad ; \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{B}^{(1)} \\ \vdots \\ \mathbf{B}^{(n)} \end{pmatrix}^T$$

Les coordonnées physiques sont ensuite exprimées en fonction des coordonnées modales et des efforts de liaisons  $\boldsymbol{\lambda}$  en utilisant la matrice  $\mathbf{T}_{DCB}$  (8) :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Phi & -\mathbf{G}_r \mathbf{B}^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\alpha} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{pmatrix} = \mathbf{T}_{DCB} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\alpha} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{pmatrix} \quad (8)$$

où  $\Phi$  est une matrice diagonale par bloc constituée des bases modales prise en compte de chaque sous-structure et  $\mathbf{G}_r$  est la matrice de flexibilité résiduelle. La matrice de projection  $\mathbf{T}_{DCB}$  ainsi créée est intégrée

dans l'équation (7) afin d'obtenir l'équilibre du système réduit (9) :

$$\mathbf{M}_{DCB} \begin{pmatrix} \ddot{\alpha} \\ \ddot{\lambda} \end{pmatrix} + \mathbf{C}_{DCB} \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\lambda} \end{pmatrix} + \mathbf{K}_{DCB} \begin{pmatrix} \alpha \\ \lambda \end{pmatrix} = \mathbf{f}_{DCB} \quad (9)$$

avec

$$\mathbf{M}_{DCB} = \mathbf{T}_{DCB}^T \mathbf{M}_{dual} \mathbf{T}_{DCB} = \begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_r \end{pmatrix} ; \quad \mathbf{K}_{DCB} = \mathbf{T}_{DCB}^T \mathbf{K}_{dual} \mathbf{T}_{DCB} = \begin{pmatrix} \Omega^2 & \Phi^T \mathbf{B}^T \\ \mathbf{B} \Phi & -\mathbf{K}_r \end{pmatrix} ;$$

$$\mathbf{C}_{DCB} = \mathbf{T}_{DCB}^T \mathbf{C}_{dual} \mathbf{T}_{DCB} ; \quad \mathbf{f}_{DCB} = \mathbf{T}_{DCB}^T \mathbf{f}_{dual}$$

$\mathbf{M}_r$  et  $\mathbf{K}_r$  sont respectivement les matrices de masse et de raideur résiduelle et  $\Omega$  est une matrice diagonale contenant les pulsations propres.

La taille des matrices  $DCB$  correspond au nombre de modes pris en compte pour chaque sous-structures complété par le nombre de degrés de liberté des interfaces. En conséquence, la taille des matrices réduites est fortement dépendante du nombre d'inconnues de liaisons qui peut pour des cas industriels devenir plus important que le nombre de coordonnées modales. Pour réduire ce nombre d'inconnues de liaisons, une seconde condensation [17] est effectuée, en étudiant le système réduit aux efforts de liaisons, défini par les matrices  $\mathbf{M}_r$  et  $\mathbf{K}_r$  afin de calculer une base modale tronquée  $\Psi$  tel que :

$$(\mathbf{K}_r - \mu_j \mathbf{M}_r) \Psi_j = 0 \quad \text{avec} \quad 1 \leq j \ll n_\lambda \quad (10)$$

Pour réexprimer les coordonnées physiques en fonction des coordonnées modales et des efforts de liaisons tronqués  $\lambda'$ , la matrice  $\mathbf{T}'_{DCB}$  est utilisée (11) :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \lambda \end{pmatrix} = \mathbf{T}'_{DCB} \begin{pmatrix} \alpha \\ \lambda' \end{pmatrix} = \mathbf{T}_{DCB} \mathbf{T}_D \begin{pmatrix} \alpha \\ \lambda' \end{pmatrix} = \mathbf{T}_{DCB} \begin{pmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Psi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha \\ \lambda' \end{pmatrix} \quad (11)$$

### 3 Analyse multiparamétrique en magnéto-vibro-acoustique

#### 3.1 Simulation éléments finis de référence

Le moteur utilisé dans cette étude est une machine synchrone triphasée à aimants permanents surfaciques (MSAPS) composée de 12 encoches et 4 pôles. Un modèle électromagnétique 2D extrudé [8] est faiblement couplé à un modèle mécanique 3D simplifié du moteur, composée d'une carcasse, d'un stator, d'encoches et de deux flasques (Figure 2).

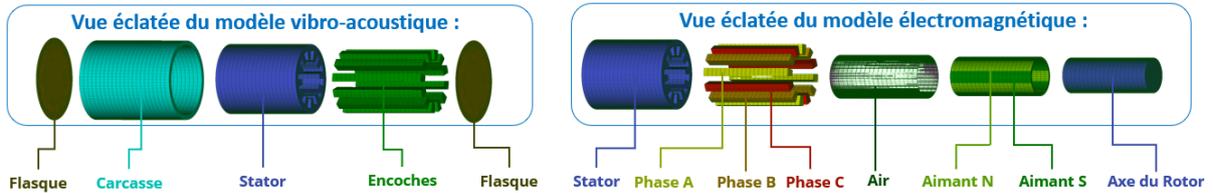


FIGURE 2 – Modèles magnéto-vibro-acoustique de la machine MSAPS

Les modèles éléments finis paramétrés électromagnétique et mécanique sont générés avec le logiciel ANSYS. Ensuite, le problème électromagnétique est résolu à l'aide du logiciel code Carmel, développé par le L2EP et Edf R&D, alors que la partie vibro-acoustique est effectuée sous MATLAB et SDTools. Tout d'abord, le champ électromagnétique est présentée (Figure 3-a) à partir duquel les forces électromagnétiques nodales sont calculées (Figure 3-b). Une transformée de Fourier des forces électromagnétiques est effectuée pour obtenir les harmoniques de chargement, qui sont successivement appliquées sur le modèle mécanique. Ces calculs permettent ainsi de construire le spectrogramme des vibrations sur la bande de fréquence audible (Figure 3-c).

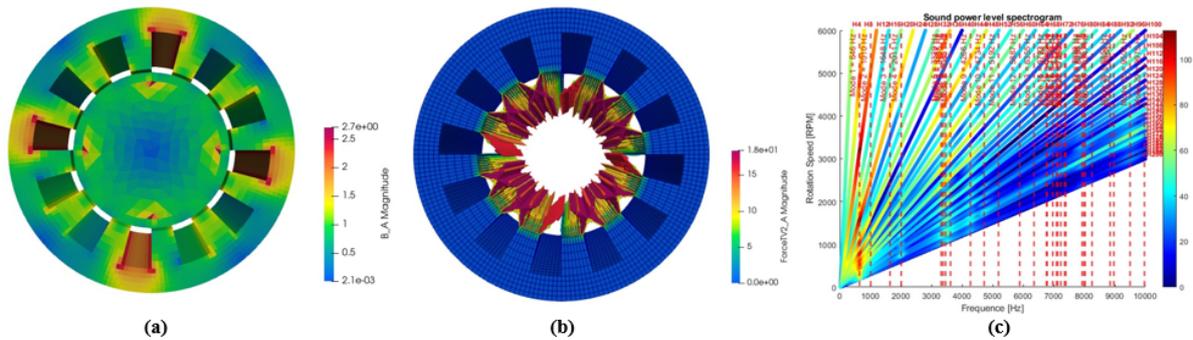


FIGURE 3 – Résultats de la simulation, (a) répartition du champ  $B$ , (b) forces nodales, (c) spectrogramme des vibrations.

### 3.2 Analyse multiparamétrique pour des défauts d'excentricités

Afin de valider la réduction de modèle utilisée, le modèle vibro-acoustique a été subdivisé en trois composants distincts. Le premier regroupe le Stator, la Carcasse et les Bobines, tandis que les deux composants restants sont constitués des deux flasques gérées séparément (Figure 2). Suite à une analyse paramétrique, 100 modes ont été retenus et 384 degrés de liberté (DDL) d'interfaces ont été sélectionnés, ce qui représente 8.33% du nombre de DDL total, afin de construire le modèle réduit. Pour comparer les modes du système réduit assemblé avec ceux du système initial, le critère d'assurance modale (MAC), outil de corrélation entre les formes modales de deux modèles, est utilisé. Les résultats du MAC sont présentés (4-a). Tous les modes du système réduit sont corrélés avec ceux du système initial alors qu'une faible erreur (inférieure à 0.5%) est observée pour l'ensemble du spectre fréquentiel (Figure 4-b). Ces résultats peuvent être intégrés à la réponse dynamique par superposition modale avec un coefficient de réduction des temps de calcul de l'ordre de 20.

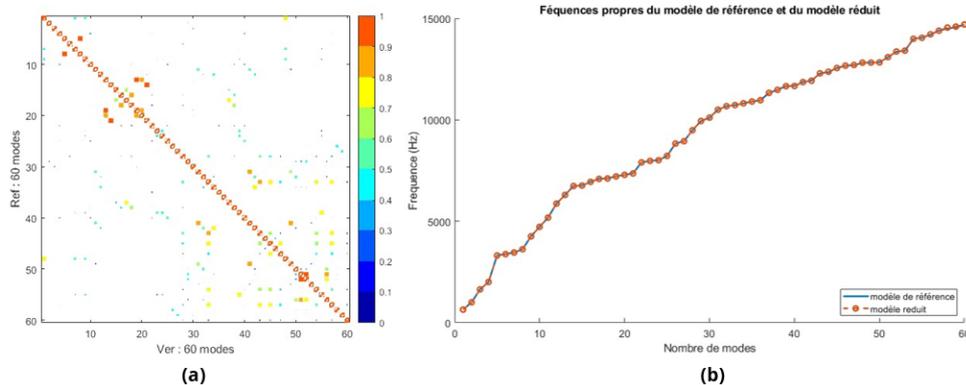


FIGURE 4 – Comparaison entre le modèle initial et le modèle réduit, (a) MAC, (b) fréquences propres.

Un plan d'expérience est réalisé en introduisant des excentricités statiques et dynamiques dans le but d'analyser leur impact sur le comportement global du système. Pour introduire une excentricité statique, on ajuste la position du stator en le décalant d'une distance équivalente à 25% de l'épaisseur de l'entrefer de la machine, tandis que pour créer une excentricité dynamique, on déplace le rotor d'une distance correspondant à 25% de l'épaisseur de l'entrefer la machine.

La présence de ces variabilités entraîne la génération de nouvelles harmoniques de chargements, ce qui a pour conséquence d'étendre considérablement la durée requise pour le calcul de la réponse harmonique, justifiant l'intégration de techniques de réduction de modèles. Quelques nouvelles excitations, à savoir les harmoniques de chargement  $H_1$ ,  $H_2$  et  $H_3$  d'ordre spatial respectivement  $r = 1$ ,  $r = 2$  et  $r = 3$ , sont présentées (Figure 5). On peut noter la nature de l'excentricité (statique ou dynamique) engendre aussi une répartition de force différente ainsi qu'une variation de l'amplitude de l'harmonique considérée.

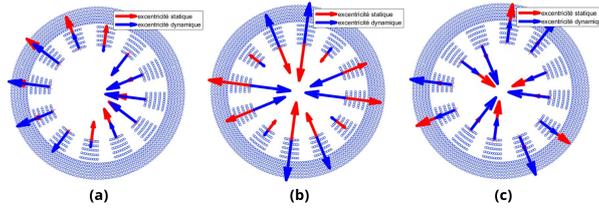


FIGURE 5 – Harmoniques de chargements, (a)  $H_1$ , (b)  $H_2$ , (c)  $H_3$ ,

Les spectrogrammes relatifs aux excentricités statiques et dynamique sont présentés (Figure 6 a-b). Les nouvelles harmoniques deviennent des sources d'excitations supplémentaires, engendrant un nombre de résonances accru, en comparaison au spectrogramme sans défaut (Figure 3-c). L'harmonique de chargement  $H_1$  (Figure 5-a), qui représente la première raie, contribue de manière significative à la résonance lorsque la machine subit une excentricité dynamique (Figure 6-b). Cependant, sa contribution est négligeable lorsque la machine est soumise à une excentricité statique (Figure 6-a). Lorsque les deux types d'excentricité sont pris en compte simultanément (Figure 6-c), l'impact de l'excitation reste constant. Cette constance garantit que la combinaison des deux excentricités a un effet cumulatif sur l'excitation et donc sur la réponse dynamique de la structure, comme clairement visible dans la Figure 6-c, où les couleurs jaune et rouge prédominent.

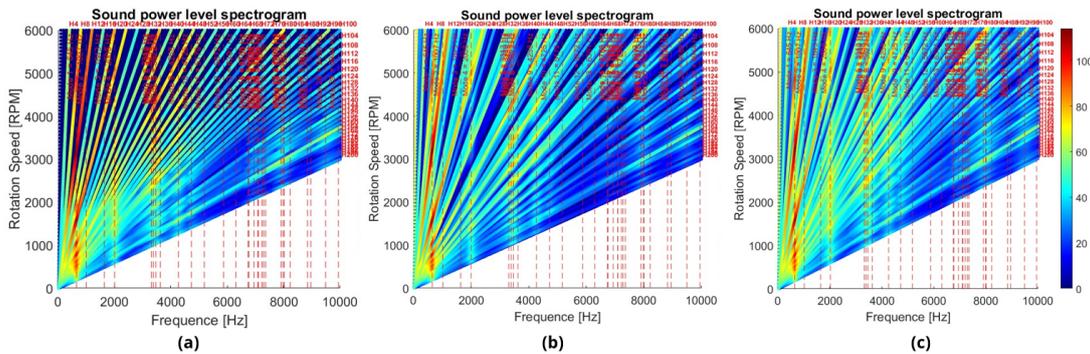


FIGURE 6 – Spectrogrammes des vibrations, (a) Excentricité statique, (b) Excentricité dynamique, (c) Excentricité statique et dynamique.

Pour mieux comprendre les effets des excentricités, les spatiogrammes relatifs aux excitations spatiales d'ordre  $r = 1$ ,  $r = 2$  et  $r = 3$  sont présentés dans le cas d'une excentricité dynamique (Figure 7). Ces types de spectrogrammes permettent aux ingénieurs électriques et mécaniques de comprendre rapidement le problème de résonance et de mettre en oeuvre des techniques d'atténuation du bruit. Il convient de souligner que en l'absence de défauts, ces trois spectrogrammes ne sont pas observés, et l'harmonique d'ordre spatial  $r = 1$  joue un rôle significatif dans la résonance et donc dans l'émission du bruit.

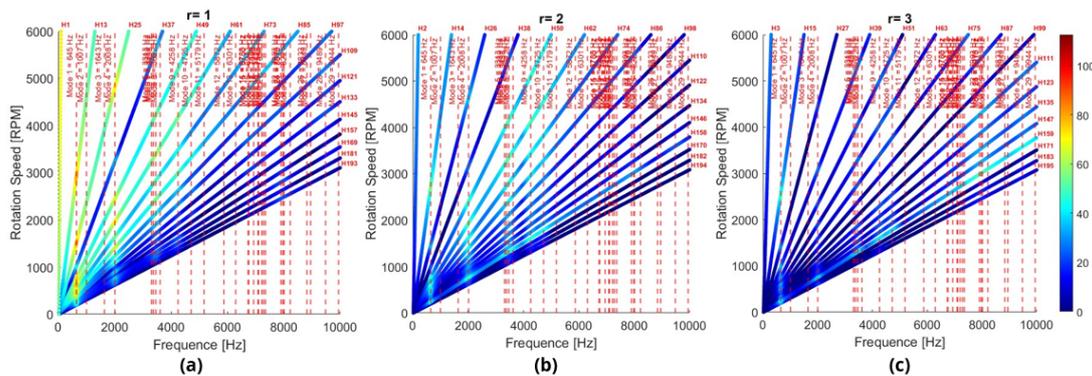


FIGURE 7 – Spatiogrammes, (a)  $r = 1$ , (b)  $r = 2$ , (c)  $r = 3$ .

## 4 Conclusion

Ce travail se focalise sur l'introduction d'incertitudes de type excentricité statique et dynamique au sein de simulations éléments finis magnéto-vibro-acoustique. Une réduction de modèle, basée sur une double synthèse modale, est utilisée afin de maîtriser les temps de calcul lors de l'analyse multiparamétrique. En effet, les simulations avec défauts conduisent à prendre en compte plus d'harmoniques de chargement lors du calcul des structures par superposition modale.

Afin d'explorer un espace de conception de plus grande dimension à moindre coût pour des paramètres agissant sur plusieurs disciplines, différentes techniques de réduction (POD, modes homotopiques, ...) seront couplées dans de futurs travaux pour approximer les variations de forces électromagnétiques ainsi que les bases modales.

## Références

- [1] J. L. Coulomb, *A methodology for the determination of global electromechanical quantities from a finite element analysis and its application to the evaluation of magnetic forces, torques and stiffness*, IEEE Trans. Mag. vol. 19, no. 6, pp 2514-2519, 1983.
- [2] E. Devillers, *Modélisation électromagnétique appliquée à la détermination des harmoniques de forces radiales et tangentielle dans les machines électriques en exploitant l'approche des sous-domaines*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille, 2018.
- [3] E. Devillers, P. Gning and J. L. Besnerais, *Effect of uneven magnetization on magnetic noise and vibrations in PMSM - application to EV HEV electric motor NVH*, 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM), 2020.
- [4] P. Dular, *Modélisation du champ magnétique et des courants induits dans des systèmes tridimensionnels non linéaires*, PhD thesis, Université de Liège, 1994.
- [5] J. -B. Dupont, V. Lanfranchi, *Noise radiated by a permanent magnet synchronous motor : Simulation methodology and influence of motor defects*, 2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM), pp. 1321-1327, 2014.
- [6] H. Ennassiri, *Analyse magnéto-vibroacoustique des machines synchrones discoïdes à commutation de flux dédiées aux véhicules électriques hybrides*, Thèse de doctorat, Normandie Université, 2018.
- [7] T. Henneron and S. Clénet, *Application de la Proper Generalized Decomposition à un problème magnéto-mécano-électrique*, 15ème colloque national en calcul des structures CSMA, 2022.
- [8] B. Gysen, *Generalized harmonic modeling technique for 2D electromagnetic problems : applied to the design of a direct-drive active suspension system*, PhD thesis, Department of Electrical Engineering, 2011.
- [9] J. Le Besnerais, *Reduction of magnetic noise in PWM-supplied induction machines - low-noise design rules and multi-objective optimisation*, PhD thesis, University of Lille Nord de France, 2008.
- [10] S. Liu, *Prise en compte des incertitudes dimensionnelles introduites par les procédés de fabrication dans les modèles numériques de machines électriques*, Thèse de doctorat, Université Arts et Métiers Paristech, 2015.
- [11] F. Massa, I. Turpin, T. Tison, *From homotopy perturbation technique to reduced order model for multiparametric modal analysis of large finite element models*, Mechanical Systems and Signal Processing 96, 291-302, 2017.
- [12] L. Montier, *Application de méthodes de réduction de modèles aux problèmes d'électromagnétisme basse fréquence*, Thèse de doctorat, Arts et Métiers, 2018.
- [13] R. Pile, *Méthodes Numériques Appliquées au Calcul des Vibrations d'Origine Electromagnétique : Schémas de Projection des Efforts Magnétiques et Développement de Modèles Réduits*, Thèse de doctorat, Université de Lille, 2021.
- [14] S. Sathyan, A. Belahcen, J. Kataja, T. Vaimann and J. Sobra, *Computation of stator vibration of an induction motor using nodal magnetic forces*, XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM), pp. 2198-2203, 2016.
- [15] H. Saucy, J.-B. Dupont, *Noise radiated by electric motors : simulation process and overview of the optimization approaches*, Springer, pp 107-121., 2019.
- [16] S. Varghese, *Electromagnetic Noise from Permanent Magnet Motors*, Thèse de Master. KTH Engineering sciences, 2013.
- [17] D. J. Rixen, *Interface Reduction in the Dual Craig-Bampton method based on dual interface modes*. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, Springer, 2011.