



HAL
open science

Couplage électromagnétique vibroacoustique pour l'étude des émissions sonores d'une Machine Synchrone à Rotor Bobiné (MSRB)

Hamza Ennassiri, Farid Zidat, Ferhat Chabour, Yacine Amara, Georges Barakat

► To cite this version:

Hamza Ennassiri, Farid Zidat, Ferhat Chabour, Yacine Amara, Georges Barakat. Couplage électromagnétique vibroacoustique pour l'étude des émissions sonores d'une Machine Synchrone à Rotor Bobiné (MSRB). Symposium de Genie Electrique, Jun 2016, Grenoble, France. hal-01361662

HAL Id: hal-01361662

<https://hal.science/hal-01361662>

Submitted on 7 Sep 2016

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.

Couplage électromagnétique vibroacoustique

pour l'étude des émissions sonores d'une Machine Synchrones à Rotor Bobiné (MSRB)

Hamza ENNASSIRI¹, Farid ZIDAT², Ferhat CHABOUR¹, Yacine AMARA¹, Georges BARAKAT¹

1 : GREAH, EA3220, Université du Havre, France 2 : CEDRAT, Meylan, France

RESUME - Cet article présente un couplage multi-physique magnéto-vibro-acoustique faible dédié à l'investigation des vibrations et émissions sonores (bruits) d'origine électromagnétique dans les machines électriques. Un cas d'application a été réalisé sur une MSRB 4 pôles / 48 encoches dédiée à la traction électrique. Les normes dans ce domaine se traduisent par des exigences et contraintes quant à l'utilisation de ces machines à l'échelle industrielle. De ce fait, il est nécessaire d'étudier et de réduire ces vibrations et bruits rayonnés par la machine dès les premières phases de conception. La première partie du présent papier détaille l'ensemble des particularités et hypothèses simplificatrices utilisées lors du développement des deux modèles magnétique et vibroacoustique. Or, la deuxième partie se focalise sur le couplage réalisé ainsi que l'exposition de l'approche de l'analyse magnéto-vibroacoustique. Une approche basée sur le calcul via le modèle magnétique des efforts magnétiques locaux agissant à la surface interne de l'alésage statorique. Ces efforts sont ainsi transférés au modèle vibroacoustique via une macro de couplage permettant après de performer une analyse mécanique dans le but de calculer les déformations de la structure et le bruit engendré.

Mots-clés— Bruit acoustique, Forces électromagnétiques, Machines synchrones, Méthode des éléments finis, Vibrations.

1. INTRODUCTION

L'émergence des machines synchrones destinées aux applications embarquées impose la maîtrise de leurs performances en termes d'émissions vibro-acoustiques [1]. Ces exigences se traduisent par des normes infligées aux fabricants et utilisateurs, par exemple pour le véhicule électrique et hybride, ces normes sont définies au niveau européen et international [2]. En conséquence, l'intégration de l'étude de leurs comportements vibroacoustique est primordiale dès les premières étapes de conception. Les vibrations et bruits sont ainsi des aspects critiques qui peuvent être réduits soit par l'augmentation de la raideur de la structure soit par le contrôle du contenu harmonique de la force magnétique sur les faces de l'alésage statorique. Cette force est fortement impactée par la combinaison encoches/pôles ainsi que la vitesse de rotation de la machine. De nombreuses études ont été donc menées [3] [4] [5] [19] afin d'examiner l'influence de ces combinaisons sur la distribution des efforts électromagnétiques locaux et par la suite sur les émissions vibratoires et sonores de la machine. Dans l'ensemble de ces travaux, l'investigation des émissions vibroacoustique est souvent basée sur des modèles analytiques simplistes [20] permettant le calcul des fréquences de résonances de la structure étudiée où le modèle magnétique et le modèle mécanique sont découplés. Cette orientation peut se justifier par la difficulté du couplage des modèles magnétiques

et mécaniques puisqu'il s'agit de deux domaines de la physique où les grandeurs n'évoluent pas à la même échelle.

Ce travail vient donc répondre à l'ensemble des points discutés au premier paragraphe, en proposant un couplage faible entre deux modèles EF, un modèle électromagnétique et un deuxième mécanique vibroacoustique. Ce couplage se caractérise par sa simplicité et l'indépendance entre les maillages magnétique et mécanique lors du transfert des efforts magnétiques locaux au modèle mécanique. Mis à part le couplage, cet article présente aussi l'approche globale de l'analyse magnéto-vibro-acoustique. Un cas d'application a été réalisé afin d'étudier le bruit et les vibrations générés par une MSRB 4 pôles / 48 encoches ayant un bobinage triphasé imbriqué destinée à la traction électrique. La partie active de la MSRB est présentée par la fig. 1 et le tableau 1 donne ces principales caractéristiques pour un point de fonctionnement nominal. La modélisation a été réalisée avec deux logiciels EF commerciaux, Flux pour la partie magnétique et Ansys Mechanical pour la partie mécanique.

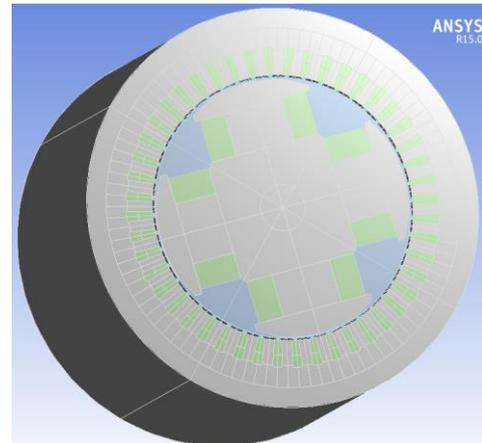


Fig.1 : Présentation de la partie active de la machine

Tableau 1. Principales caractéristiques de la machine

Nom	Valeur (unité)
Puissance mécanique (moyenne)	55 (kW)
Vitesse de rotation	7500 (tr/min) 125 (Hz)
Couple	70 (N.m)
Courant par phase	70 (A)
Courant d'excitation	10 (A)
Rayon interne stator	85 (mm)
Rayon externe stator	130 (mm)
entrefer	1 (mm)
Longueur axial	170 (mm)
Profondeur d'encoche	17.54 (mm)

2. MODELE ELECTROMAGNETIQUE DE LA MSRB

La finalité de ce travail est de réaliser un couplage électromagnétique vibroacoustique entre deux logiciels EF. Flux pour la partie électromagnétique et ANSYS Mechanical pour la partie vibroacoustique. En ce qui concerne la modélisation électromagnétique, la structure peut être en 2D, 3D ou en tenant compte les inclinaisons (Skew). Le choix revient donc à l'utilisateur. Dans notre cas un modèle EF 3D a été utilisé. Dans un premier temps, ce choix peut être justifié par le besoin de prendre en considération les effets 3D due à la nature tridimensionnelle intrinsèque du champ magnétique puisque le rapport longueur sur diamètre de la machine étudiée est relativement faible engendrant une variation de la pression magnétique dans la direction axiale [18]. Dans un second temps, le choix du modèle EF 3D se justifie aussi par la nécessité d'une grande précision dans le calcul des efforts magnétiques locaux exercés sur les dents de l'alésage statorique du fait que l'erreur commise dans le calcul peut facilement être amplifiée en passant d'une étape à l'autre de l'analyse magnéto-vibro-acoustique. Sachant que les simulations EF 3D sont chronophage en terme de temps de calcul, donc afin de réduire la taille du modèle magnétique la condition de cyclicité physique a été exploitée (PGCD (Ns, Nr) = 4) permettant ainsi de modéliser seulement un quart de la machine et de réduire considérablement le temps calcul.

Afin de calculer les efforts électromagnétiques responsables de bruit et vibrations de la machine. Un support de calcul des forces aux nœuds du maillage magnétique est créé sur les faces des dents statorique coté entrefer dans un premier temps. Le calcul de la force aux nœuds se fait en intégrant la pression magnétique sur une surface élémentaire autour du nœud en question. L'expression de la force est donnée par (1) et la fig.2 montre la surface élémentaire d'intégration [6]. Dans un second temps, une simulation en transitoire a été effectuée afin de déterminer la distribution de la force magnétique pour chaque pas de temps. Les calculs sont faits pour une vitesse de rotation nominale (7500 tr/min). La saturation magnétique est prise en considération en utilisant un matériau magnétique dont la caractéristique B(H) est non linéaire.

$$d\vec{F}_s = \left(-H_{1n}B_{1n} + \frac{\vec{H}_1 \cdot \vec{B}_1}{2} + H_{2n}B_{2n} - \frac{\vec{H}_2 \cdot \vec{B}_2}{2} \right) \vec{n} \quad (1)$$

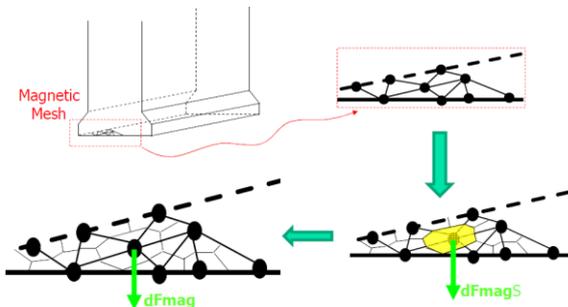


Fig.2 Calcul des efforts au noeuds du maillage magnétique

Pour la machine étudiée, la répartition spatiale des composantes normale et tangentielle de l'induction magnétique

est présentée dans fig.3. L'effet des 4 pôles de la machine est observable par la succession d'alternance de signe. La répartition spatiale de la pression magnétique (fig.4), au niveau du rayon interne de l'alésage statorique est calculée à partir des inductions magnétiques en utilisant le formalisme de Maxwell (2). Le contenu harmonique de la pression magnétique est présenté dans fig.5.

$$\begin{cases} \vec{P}_n = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\mu_0} B_n^2 - \mu_0 H_t^2 \right) \\ \vec{P}_t = H_t B_n \end{cases} \quad (2)$$

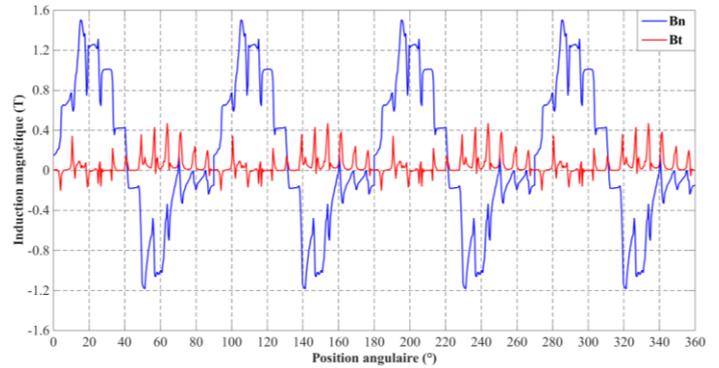


Fig.3 Induction magnétique au milieu de l'entrefer

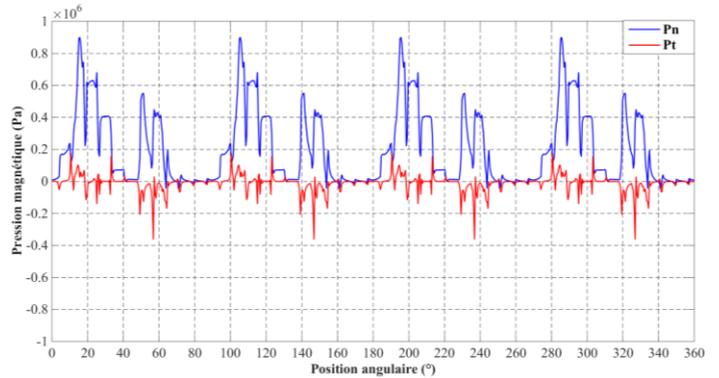


Fig.4 Pression magnétique au niveau du rayon interne de l'alésage statorique

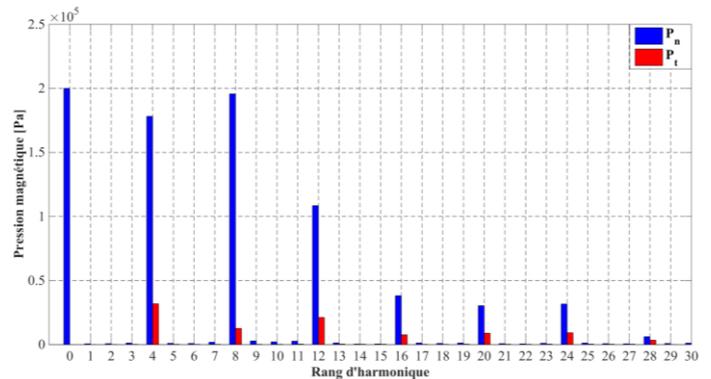


Fig.5 Contenu harmonique de la pression magnétique

Le spectre de la pression magnétique est obtenu en considérant un cycle complet sur 360 degrés mécanique. Les harmoniques prépondérants sont ceux de rang $(2k + 1)p, k \in N$ et sont dus au rotor tel que constater dans [5]. De plus, les harmoniques de rangs 4 et 8 sont également excités du fait de la répartition du bobinage et donc des courants au stator. Ces harmoniques sont donc les plus importants. Compte tenu des valeurs non négligeables de la composante tangentielle du champ, la composante normale de la pression magnétique se trouve diminuée tandis que la composante tangentielle se trouve augmentée.

3. MODELE VIBROACOUSTIQUE DE LA MSRB

Dans cette section, les efforts calculés via le modèle magnétique sont utilisés comme entrées pour le modèle mécanique dans le but de déterminer la réponse vibratoire et acoustique de la MSRB. Il s'agit d'un modèle mécanique EF 3D. Il est basé sur un couplage fort entre un modèle mécanique structurel et un modèle acoustique. Le premier est dédié au calcul des déplacements de la structure et le second permet de calculer dans l'aire englobant la machine la pression acoustique engendrée par les vibrations.

Le schéma complet du modèle multi-physique magnéto-vibro-acoustique de la MSRB proposé est donnée par fig.6. Il vise à obtenir, pour une vitesse donnée, les déplacements de la structure ainsi que la pression acoustique dans l'aire qui l'englobe. Afin de réaliser ce modèle, plusieurs hypothèses ont dû être formulées :

- Seul le bruit d'origine magnétique est considéré ;
- Le bruit généré par le rotor n'est pas pris en compte du fait de son confinement avec celui du stator ;
- Les contraintes sont essentiellement localisées à la surface interne de l'alésage statorique.

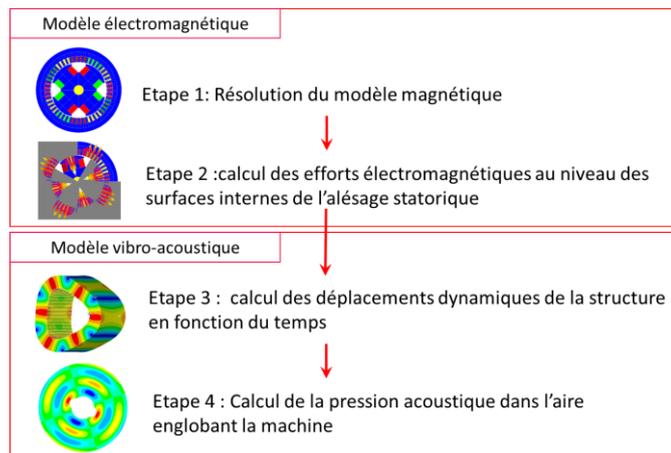


Fig.6 Schéma complet du modèle magnéto-vibro-acoustique

Toute la difficulté des analyses vibroacoustiques réside dans la considération des différents phénomènes physiques qui leurs sont associés, tel que l'influence : du feuilletage des tôles ; de la température ; du bobinage et de la carcasse sur le

comportement vibratoire de la machine [7]. Ces points seront détaillés dans ce qui suit.

- **Influence du rotor** : l'analyse vibroacoustique s'effectue uniquement sur le stator. En effet, bien que l'entrefer soit en contact avec le rotor, par le biais de sa forme il est moins soumis aux ondes des forces magnétiques. La surface de rayonnement du son du rotor est plus petite que celle du stator. Le rotor peut dans la plupart des cas, ne pas être considéré comme source de bruits d'origine magnétique [8]. Des mesures ont montrées que la contribution du rotor n'est quantifiable que pour des fréquences inférieures à 500 Hz [9].

- **Influence de la température** : le comportement vibroacoustique est influencé par la température du stator. Cette influence est difficile à modéliser et à quantifier comme elle a un impact direct sur les propriétés mécaniques des isolants et des conducteurs ainsi que les autres matériaux. Généralement, pour les métaux, le module d'élasticité de Young diminue avec la température alors que le coefficient de Poisson augmente [10]. Dans le présent article, l'influence de la température est négligée. Les calculs EF sont réalisés à température ambiante et constante.

- **Influence du bobinage** : la prise en compte de l'isolant et des conducteurs s'effectue par la modification du module d'élasticité de Young associé à cette partie qui est considérée isotrope. Mis à part la combinaison isolant / conducteur, les traitements des bobines comme l'imprégnation et la cuisson réduisent l'amortissement du stator. Il en résulte une diminution des amplitudes des vibrations, ainsi les fréquences de résonances deviennent plus élevées [1]. C'est un inconvénient du point de vue des émissions sonores mais un avantage du fait que l'imprégnation élimine certaines fréquences propres parasites [11]. L'imprégnation n'est pas considérée ici.

- **Influence du feuilletage** : le feuilletage utilisé dans le but de réduire les courants de Foucault coupe la connexion élastique entre chaque tôle et rend impossible le transfert des forces élastiques entre elles [12]. Le comportement vibratoire de la culasse est donc particulièrement influencé par les paramètres élastiques du paquet de tôles laminées [13]. De plus, quand plusieurs tôles sont pressées par serrage pour former un seul cylindre laminé, les conditions aux limites de chaque tôle ne correspondent plus à celles d'une seule tôle isolée simplement supportée à ses extrémités [12]. Le feuilletage de la culasse réduit sa résistance. Le paquet de tôles feuilletées est donc moins raide et plus flexible [14]. Les amplitudes des vibrations d'un stator feuilleté sont donc plus amorties [15]. Afin de prendre en compte l'influence de la lamination, un acier orthotrope est envisagé pour représenter le feuilletage de la culasse statorique dans notre cas [9].

- **Influence de la carcasse** : sachant que la carcasse compte pour environ 10% de la masse totale du stator et sa longueur est 1.6 fois plus longue que ce dernier, elle ne peut être négligée [7]. De plus, il est rapporté dans [12] que plus la carcasse est longue par rapport au stator plus les fréquences de résonances de la structure complète diminuent. Le choix est porté sur une carcasse d'épaisseur constante de 7 mm. Puisque la longueur axiale de la machine est de 170 mm et que les têtes de bobines sont déterminées à 30 mm, la longueur de la carcasse est de 270 mm .

Dans une analyse vibroacoustique couplée, l'équation dynamique structurelle est prise en considération en l'associant aux équations linéarisées de Navier-Stokes du moment du fluide et de la continuité de flux. L'expression (3) donne le système d'équations matricielles complètement couplées à résoudre par la méthode EF.

$$\begin{bmatrix} [M_s] & 0 \\ \rho_0 [R]^T & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \dot{P}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_s] & 0 \\ 0 & [C_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_e \\ P_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [-R] \\ 0 & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_e \\ P_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_f \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$[M_s]$, $[C_s]$, $[K_s]$ et $[M_f]$, $[C_f]$, $[K_f]$ sont respectivement les matrices correspondant à la masse, l'amortissement et la raideur de la structure et du fluide (air englobant la machine). $\{f_s\}$ et $\{f_f\}$ sont les vecteurs de forces externes. $[R]$ est la matrice de couplage, elle représente les conditions de couplage à l'interface fluide-structure.

Le niveau de pression sonore (Sound Pressure Level SPL) est calculé en utilisant l'expression (4), où P_{ref} est la référence de la pression sonore qui est égale par convention à 20 μ P.

$$L_{spl} = 20 \log_{10} \left(\frac{P}{\sqrt{2} P_{ref}} \right) \quad (dB_{spl}) \quad (4)$$

Le modèle vibroacoustique EF 3D considéré dans cette étude a été réalisé avec un logiciel commercial ANSYS Mechanical. Les dents et le noyau statorique sont un assemblage de tôles de fer feuilletées de module de Young équivalent. Le cuivre des encoches avec l'isolant donne un module de Young équivalent pour les régions des encoches. La fig.7 montre une vue éclatée de la structure modélisée et le tableau 2 donne les propriétés orthotropiques des matériaux utilisés pour la modélisation. Les têtes de bobines, la carcasse et les flasques en aluminium sont pris en considération.

Tableau 1 Propriétés mécaniques des matériaux de la MSRB

Paramètre	Lamination	bobinage	carcasse
E_x (GPa)	200	9.4	71
E_y (GPa)	200	9.4	71
E_z (GPa)	0.8	9.4	71
G_{xy} (GPa)	79.3	3.5	26.7
G_{xz} (GPa)	0.3	3.5	26.7
G_{yz} (GPa)	0.3	3.5	26.7
ν_{xy}	0.3	0.35	0.33
ν_{xz}	0.0012	0.35	0.33
ν_{yz}	0.0012	0.35	0.33
ρ (kg.m-3)	7700	8890	2700

La complexité d'une machine réelle fait qu'il peut être extrêmement fastidieux de la modéliser par la méthode EF dans ses moindres détails. En général, les éléments ayant des formes géométriques complexes sont approchés par des formes plus simples, i.e. cylindres, poutres, etc. Malheureusement, les matériaux ne peuvent jamais être parfaitement pris en compte et le couplage entre paliers flasqués et carcasse est délicat. Il est important de noter que puisque ni les approches analytiques ni les modèles utilisant la méthode EF, la méthode EF de

frontières ou l'analyse statistique énergétique (en basse fréquence notamment) ne peuvent garantir des résultats précis, les tests en laboratoires sont toujours très importants [2]. Toutefois, puisque chaque machine possède ses propres particularités physiques, les modèles utilisant la méthode EF ne peuvent rendre compte précisément du comportement vibratoire de la machine sans avoir recours à une méthode permettant de mettre à jour les propriétés mécaniques orthotropes des matériaux déterminée précédemment.

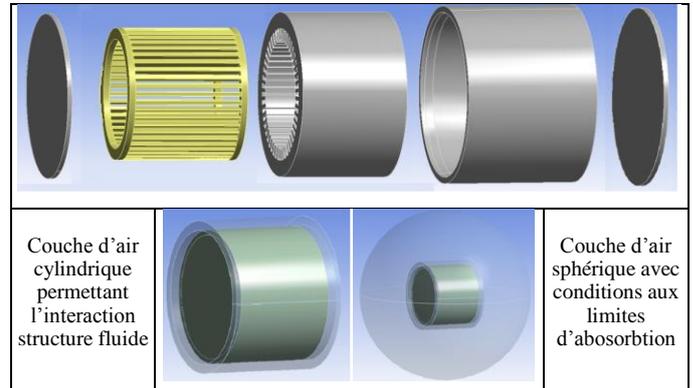


Fig.7 Vue éclatée de l'ensemble des éléments modélisés de la structure

4. COUPLAGE MAGNETO-VIBRAO-ACOUSTIQUE

Un couplage direct entre un modèle électromagnétique EF 3D réalisé avec un logiciel EF « FLUX » et un modèle vibroacoustique EF 3D réalisé avec un logiciel élément finis commerciale « ANSYS Mechanical » est présenté.

Ce couplage présente un avantage tel que le transfert des efforts électromagnétiques calculés via le modèle électromagnétique vers le modèle mécanique vibroacoustique se fait avec une indépendance entre les deux maillages magnétique et mécanique. Cela devient possible en utilisant le calcul des efforts aux nœuds ayant une surface élémentaire. Ces efforts servent de paramètres d'entrées pour le modèle mécanique et s'appliquent de la même manière sur des points clés créés sur la structure mécanique au niveau du rayon interne de l'alésage statorique. Ensuite ces efforts sont transmis au maillage mécanique lors de la résolution du problème multi-physique vibroacoustique.

Les étapes nécessaires pour le couplage sont présentées dans ce qui suit.

La première étape consiste à partager (export-import) la géométrie de la structure étudiée afin de gagner le temps lors du développement du modèle mécanique. Le partage de la géométrie est possible entre un projet Flux 2D, Skew et 3D et un projet mécanique voir fig.8. Quelques opérations de simplifications sont à faire par la suite dans le but de rendre les volumes solidaires et de recréer la totalité de la géométrie ainsi que l'ajout des éléments manquant au modèle magnétique tel que les têtes de bobines, la carcasse, les flasques et l'air autour de la structure.

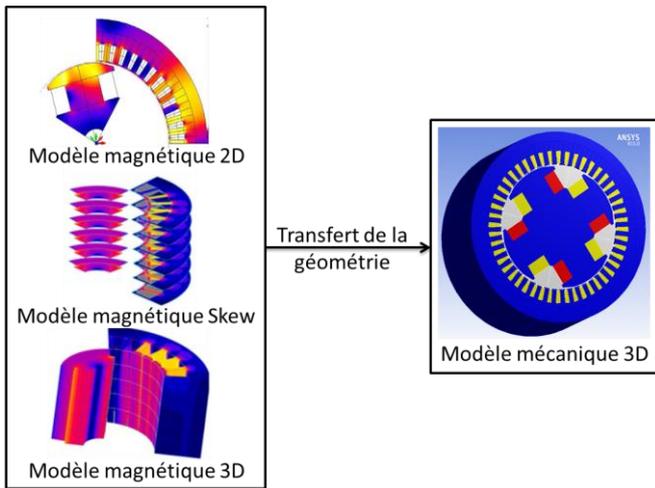


Fig.8 Partage de la géométrie à partir de différents modèles magnétiques

Une fois la géométrie construite dans le projet mécanique, il faut transférer les efforts aux nœuds calculés dans le projet magnétique. Ces efforts sont exportés dans un fichier « DAT ». L'import dans le projet mécanique se fait en utilisant une macro développée pour cet objectif. La fig.9 montre l'interface de la macro, alors que la fig.10 donne le résultat de l'exécution de la macro. Deux cas d'export à partir d'un projet 2D sont illustrés, le premier avec une seule couche fig.10 (a) et le deuxième avec plusieurs couches (multi-slices) fig.10 (b).

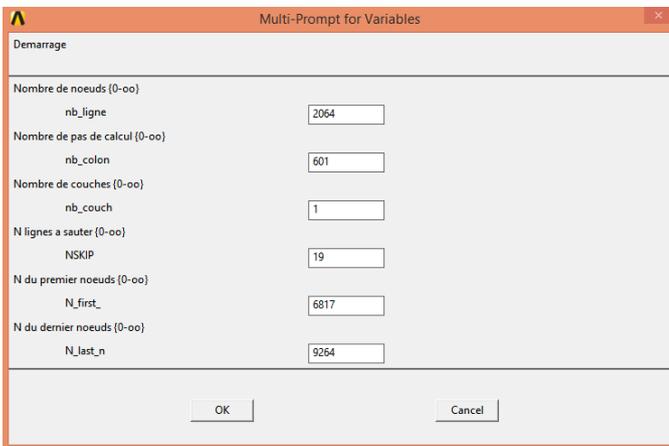


Fig.9 Interface graphique de la macro de couplage

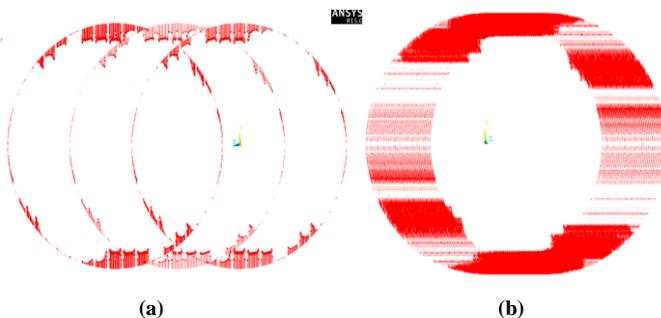


Fig.10 Transfert des efforts vers Ansys pour une et plusieurs couches

Les efforts sont par la suite transmis aux nœuds du maillage mécanique comme indiqué dans fig.11.

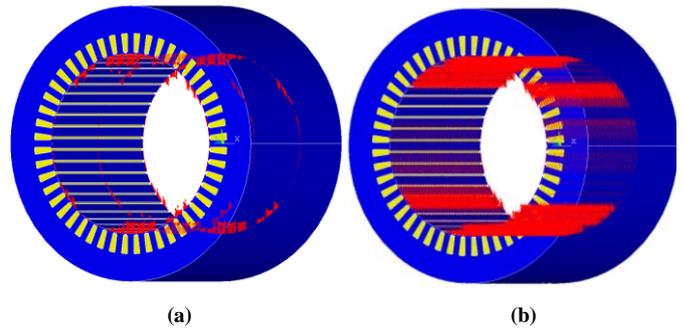


Fig.11 Transfert des efforts aux nœuds du maillage mécanique

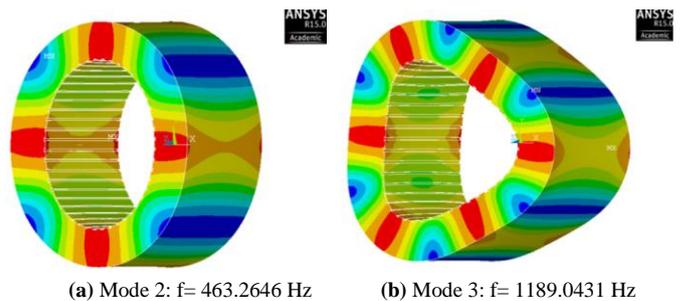
5. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'étude du comportement vibroacoustique d'une structure peut se faire en utilisant plusieurs méthodes parmi lesquelles on peut noter :

- Analyse structurelle transitoire
- Analyse harmonique
- Superposition modale

Le choix de la méthode se fait en se basant sur les résultats nécessaires à l'étude et les phénomènes physiques à considérer. Par exemple, l'analyse structurelle transitoire permet de prendre en compte tout type de non linéarité (plasticité, large déflexion, fatigue mécanique, ...), mais cela impacte le temps de calcul lorsqu'on la compare avec la méthode de superposition modale [16] [17]. Cependant, chaque méthode présente des avantages et des inconvénients. Dans notre cas une analyse vibroacoustique transitoire a été adoptée principalement pour obtenir la réponse dynamique de la structure lorsqu'elle est excitée avec des forces qui varient en fonction du temps.

Une analyse modale a été effectuée dans un premier temps afin de calculer les fréquences propres du stator et de déterminer les modes qui seront probablement excités par une simple comparaison avec le contenu harmonique de la pression magnétique donnée par la fig.5. La fig.12 donne les modes purement circonférentiels 2 et le mode 3. Sachant que la machine opère à une fréquence de rotation de 125 Hz et que le nombre de pôles est égal à 4, cela fait que le rang d'harmonique 4 apparaît bien dans le spectre de la pression magnétique (fig.5) où la fréquence est de 500 Hz. On peut ainsi constater que la fréquence à ce rang est proche de la fréquence de la déformée modale d'ordre 2 (463.24 Hz). Ce mode sera donc probablement excité avec un grand impact sur les vibrations et bruits puisque la pression à ce rang est de forte amplitude.



(a) Mode 2: f= 463.2646 Hz

(b) Mode 3: f= 1189.0431 Hz

Fig.12 Exemple des déformations du stator

L'analyse vibroacoustique transitoire est effectuée dans un second temps. Les principaux résultats sont dérivés. Fig.13 et fig.14 présentent respectivement les déplacements dynamiques de la structure ainsi que la pression acoustique pour le premier pas de temps et il en résulte que le niveau de pression sonore calculé en utilisant (4) est égal à 33.55 dB_{spl}. La valeur maximale atteinte pour la MSRB est de 76 dB_{spl}. Cette valeur peut être acceptable pour une application de type véhicule électrique sachant que la pression acoustique est calculée à une distance de 0.5m de la structure et sans oublier que la fixation n'est pas prise en compte dans cette étude. De ce fait, le bruit de la machine peut donc être réduit d'avantage.

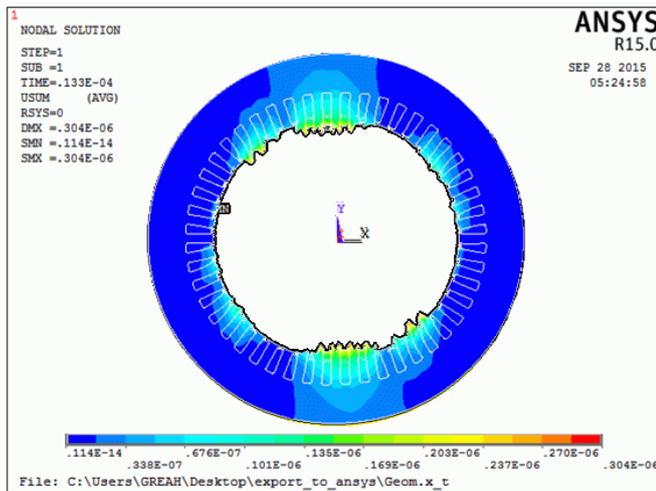


Fig.13 Déplacements dynamiques de la structure pour le premier pas de temps

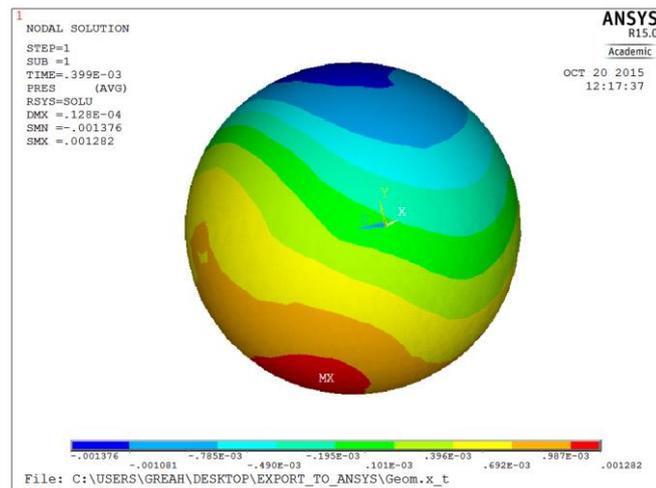


Fig.14 Pression acoustique pour le premier pas de temps

6. CONCLUSIONS

Cet article présente un couplage entre deux logiciels EF. Flux et Ansys Mechanical. Une application a été faite dans le but d'analyser le comportement magnéto-vibro-acoustique d'une MSRB dédiée à la traction électrique. Le modèle électromagnétique construit sur Flux peut être modélisé en 2D,

Skew ou 3D. Par contre pour le modèle mécanique établi sur Ansys est en 3D afin de prendre en considération l'ensemble des phénomènes impliqués dans la simulation multi-physique. Ces deux modèles sont donc directement couplés de manière à déterminer avec précision le bruit d'origine électromagnétique pour ce type de machines. Les principaux résultats obtenus sont la force et la pression magnétique, les déplacements dynamiques de la structure, la pression acoustique, et le niveau de pression sonore rayonné par la machine. Une première analyse du comportement vibratoire de la MSRB basée sur une analyse modale et le contenu harmonique de la pression magnétique a été brièvement décrite. Cette analyse a été suivie par une analyse vibroacoustique transitoire complète. Cette dernière a permis d'obtenir la réponse dynamique de la structure et de déterminer le niveau de pression sonore maximal de la MSRB estimé à 76 dB_{spl}. Mis à part le couplage, l'originalité de ce travail réside dans l'approche de modélisation et la méthode d'analyse présentées qui ont permis de quantifier et de conclure efficacement sur l'adaptabilité acoustique de la structure pour une application embarquée.

7. REFERENCES

- [1] G. Verez, G. Barakat, Y. Amara, G. Hoblos, Impact of pole and slot combination on vibrations and noise of electromagnetic origins in permanent magnet synchronous motors, *Magnetics*, IEEE Transactions on, Vol. 51, No. 3, pp. 1-4, 2015.
- [2] J.F. Gieras, C. Wang, J.C.S. Lai, « Noise of polyphase electric motors », CRC Press, 2005.
- [3] M. Huo, S. Wang, J. Xiu, S. Cao, « Effect of magnet/slot combination on triple-frequency magnetic force and vibration of permanent magnet motors », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 332, pp. 5965-5980, 2013.
- [4] N. Bracikowski, M. Fakam, M. Hecquet, P. Brochet, V. Lanfranchi, Characterisation of radial vibration force and electromagnetic noise behaviour of a PWM-fed permanent magnet synchronous machine. In *Electrical Machines (ICEM), 2012 XXth International Conference on* (pp. 2936-2942). IEEE
- [5] T. Sun, J.M. Kim, G.H. Lee, J.P. Hong, M.R. Choi, « Effect of pole and slot combination on noise and vibration in permanent magnet synchronous motor », *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 47, no. 5, pp. 1038-1041, 2011.
- [6] H. Ennassiri, M. Dhifli, F. Zidat, F. Chabour, G. Barakat, and Y. Amara, "Magneto-vibro-acoustic analysis of a discoidal switching flux permanent magnet machine dedicated to wind turbine application," in *International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, April 2016.
- [7] G. Verez, G. Barakat, and Y. Amara, "Influence of Slots and Rotor Poles Combinations on Noise and Vibrations of Magnetic Origins in 'U'-Core Flux Switching Permanent Magnet Machines," in *Electromagnetics Research B*, vol. 61, pp. 149-168, 2014.
- [8] C. Wang, J.C.S. Lai, D.W.J. Palle, « Prediction of acoustic noise from variable-speed induction motors: determinist versus statistical approaches », *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 38, no. 4, pp. 1037-1044, 2002.
- [9] C. Wang, J.C.S. Lai, « Vibration analysis of an induction motor », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 224, no. 4, pp. 733-756, 1999.
- [10] T.C.T. Ting, T. Chen, « Poisson's ratio for anisotropic elastic materials can have no bounds », *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, vol. 58, no. 1, pp.73-82, 2005.
- [11] R.K. Singal, K. Williams, S.P. Verma, « Theoretical and experimental study of vibrational behaviour of laminated stators of electrical machines », *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 6, no. 6, pp. 535-549, 1992.
- [12] H. Wang, K. Williams, « Effects of laminations on the vibrational behaviour of electrical machine stators », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 202, no. 5, pp. 703-715, 1997.

- [13] S. D. Garvey, J. E. T. Penny, M. I. Friswell, A. W. Lees, « The stiffening effect of laminated rotor cores on flexible-rotor electrical machines », International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, pp. 193-202, 2004.
- [14] S. D. Garvey, « The vibrational behaviour of laminated components in electrical machines », International Conference on Electrical Machines and Drives, pp. 226-231, 1989.
- [15] S.P. Verma, A. Balan, « Determination of radial-forces in relation to noise and vibration problems of squirrel-cage induction motors », IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 9, no. 2, pp. 404-412, 1994
- [16] Ansys, "Structural analysis guide". [Online]. Available: <http://www.ansys.com/>
- [17] Ansys, "Ansys mechanical APDL acoustic analysis guide". [Online]. Available: <http://www.ansys.com/>
- [18] M. Dhifli, H. Ennassiri, F. Chabour, Y. Amara, and G. Barakat, "Numerical and experimental validation of multi-physics design models for axial flux permanent magnet wind generator," European Journal of Electrical Engineering EJEE to be published
- [19] J. Le Besnerais, V. Lanfranchi, M. Hecquet, P. Brochet, « Optimal slot numbers for magnetic noise reduction in variable-speed induction motors », IEEE Transactions on Magnetics, vol. 45, no. 8, pp. 3131-3136, 2009.
- [20] Z.Q. Zhu, P. Xia, L.J. Wu, G.W. Jewell, « Analytical modeling and finite-element computation of radial vibration force in fractional-slot permanent-magnet brushless machines », IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 46, no. 5, pp. 1908-1918, 2010.