



HAL
open science

Comportement vibro-acoustique d'une machine synchrone à aimants permanents: développement de modèles multi-physiques en vue d'une optimisation

A. Ait-Hammouda, Stephane Vivier, Michel Hecquet, Marc Goueygou, Pascal Brochet, Andry Randria

► To cite this version:

A. Ait-Hammouda, Stephane Vivier, Michel Hecquet, Marc Goueygou, Pascal Brochet, et al.. Comportement vibro-acoustique d'une machine synchrone à aimants permanents: développement de modèles multi-physiques en vue d'une optimisation. EF, Electrotechnique du Futur, 2003, Cachan, France. hal-01731185

HAL Id: hal-01731185

<https://hal.science/hal-01731185>

Submitted on 13 Mar 2018

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.

Comportement vibro-acoustique d'une machine synchrone à aimants permanents : développement de modèles multiphysiques en vue d'une optimisation.

A. Ait-Hammouda, S. Vivier, M. Hecquet, M. Goueygou*, P. Brochet, A. Randria**.

Résumé-- Le fonctionnement du moteur synchrone, la plus part du temps à vitesse variable, s'accompagne d'une production inévitable de vibrations. Celles-ci peuvent être gênantes pour la machine elle-même mais aussi pour son environnement. Il est donc nécessaire pour le constructeur de tenir compte du bruit et des vibrations dès la phase de conception.

Des outils et méthodes d'analyse existants permettent effectivement d'étudier ces phénomènes couplés, comme par exemple la Méthode des Eléments Finis (M.E.F) en magnétodynamique avec couplage circuit. Cependant, l'enchaînement de ces modèles électromagnétiques, vibro-acoustique ou thermiques utilisant la M.E.F demandent des temps de calculs considérables surtout dans le cas d'un couplage 'fort'. Ceci est d'ailleurs renforcé dans le cas d'une optimisation de la structure.

Dans le but de répondre à ce problème, un développement de modèles multiphysiques de type analytique doit être privilégié dans le cadre d'une démarche de conception de machines moins bruyantes.

Mots-clé—modèle analytique multiphysique, couplage électromagnétique et vibro-acoustique, bruit et vibrations d'origine électromagnétique, étude de sensibilité, plans d'expériences.

I. NOMENCLATURE

b : induction instantanée,
 B_{aim} : induction dans l'aimant,
 c : célérité du son (344m/s),
 D : diamètre extérieur du stator,
 e : épaisseur d'entrefer,
 h : épaisseur de la tôle stator,
 h_{aim} : hauteur d'aimant,
 H_c : champ coercitif de l'aimant,
 H_{aim} : champ dans l'aimant,
 M_{te} : masse totale des dents stator,
 M_{wt} : masse du bobinage stator,
 M_{ca} : masse de la carcasse,
 M_{yo} : masse de la tôle stator,

ait-hammouda.amine@ec-lille.fr, stephane.vivier@ec-lille.fr,
michel.hecquet@ec-lille.fr, marc.goueygou@ec-lille.fr,

L2EP - Ecole Centrale de LILLE
* IEMN D.O.A.E. UMR 8520 CNRS

** Alstom- ORNANS.

Ecole Centrale de Lille, Cité scientifique, B.P. 48, 59651 Villeneuve D'Ascq Cedex, France.

m : numéro du mode,
 fmm : force magnétomotrice,
 $N_s = 12$: nombre d'encoches par paire de pôles au stator,
 $p = 4$: nombre de paires de pôles,
 P_e : perméance d'entrefer,
 R_a : rayon d'alésage,
 R_c : rayon moyen du stator,
 S_e : surface extérieure du stator,
 ω_r : pulsation rotorique,
 ω_f : pulsation de la force,
 ξ_a : coefficient d'amortissement,
 α' : angle par rapport à l'axe de référence statorique,
 α^s : angle par rapport à l'axe de référence statorique,
 μ_0 : perméabilité du vide,
 μ_r : perméabilité relative de l'aimant.

II. INTRODUCTION

L'ANALYSE du comportement vibratoire des machines électriques n'est pas un sujet récent. Des études ont été menées de manières importantes dès les années 40/50 [1] à [5]. Ces ouvrages et de nombreux articles de référence [6], [7], constituent une bonne base de départ pour l'étude du bruit dans les machines électriques. Ces travaux ont montré que les vibrations sont la conséquence de l'excitation d'un système mécanique par des efforts dont l'origine est électromagnétique. Il existe aussi d'autres sources, telles que les bruits aérodynamiques, les bruits de roulements... qui ne sont pas pris en compte dans cette étude.

Deux voies peuvent être adoptées pour réduire les vibrations : soit par action sur l'excitation [8], soit par modification de la structure du système. Dans ce travail, la deuxième solution est explorée.

Le but de notre étude est de prédéterminer le bruit acoustique d'une machine synchrone à aimants permanents (M.S.A.P.). Trois modèles sont présentés : électromagnétique, mécanique de vibration et acoustique. Pour chaque partie, des comparaisons avec la M.E.F et des mesures expérimentales ont été faites.

Enfin, dans le cadre d'une démarche de conception de machines moins bruyantes, le développement d'un outil sous Matlab intégrant ces différents modèles analytiques couplés est réalisé. Une première étude de sensibilité avec trois facteurs est détaillée, notre objectif étant d'envisager une optimisation multiphysique de la M.S.A.P. en utilisant la technique des

plans d'expériences et différentes stratégies d'optimisations associées [9].

III. MODELE ELECTROMAGNETIQUE

Pour caractériser l'induction dans l'entrefer, de nombreuses références existent [10] à [12]. Une approche classique concerne le calcul de la perméance d'entrefer (P_e) et de la force magnétomotrice (fmm). Pour établir l'expression analytique de la perméance, quelques suppositions sont faites:

- Le circuit magnétique a une courbe B(H) linéaire de perméabilité élevée.
- La composante tangentielle de l'induction d'entrefer sera négligée face à la composante radiale (fuites magnétiques négligées)

A. Expression de la perméance d'entrefer :

La perméance est inversement proportionnelle à l'épaisseur de l'entrefer. Cette épaisseur qui varie sur le contour de la machine, est fonction des dimensions des encoches statoriques et rotoriques ainsi que de la position relative des armatures. L'expression de la perméance d'entrefer de la M.S.A.P :

$$p(\alpha^s) = p_0 + \sum_{ks=-\infty}^{+\infty} P_{ks} \cdot \cos(ks.N_s.\alpha^s)$$

(1)

Avec p_0 prenant en compte l'effet de denture [6].

B. Expression analytique de la fmm et de l'induction créée par le rotor à aimant :

En considérant la courbe d'aimantation B(H), l'induction créée par l'aimant au point de fonctionnement est :

$$B_{aim} = \frac{H_c . h_{aim} . \mu_0}{(e + \frac{h_{aim}}{\mu_r})} \quad (2)$$

Étant donné que la force magnétomotrice s'exprime en fonction du champ et de la hauteur d'aimant :

$$fmm = H_c . h_{aim} \quad (3)$$

l'expression de la perméance d'entrefer ' P_e ' :

$$P_e = \frac{B_{aim}}{fmm} = \frac{\mu_0}{(e + \frac{h_{aim}}{\mu_r})} \quad (4)$$

L'allure de la force de magnétomotrice créée par un rotor d'aimant est la suivante :

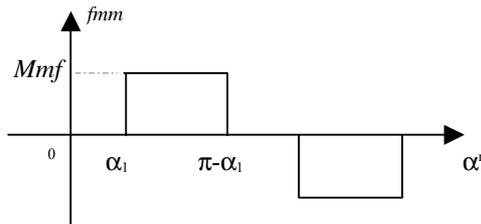


Fig.1 : Allure de la force magnétomotrice créé par le rotor à d'aimant.

La fmm créée par le rotor en fonction de l'angle α^r peut s'exprimer en série de Fourier dans le référentiel rotorique :

$$mmf(\alpha^r) = \sum_{hr=1}^{+\infty} 4 \cdot \frac{Mmf}{hr\pi} \cos(hr.\alpha) \cdot \sin(hr.p.\alpha^r) \quad (5)$$

L'induction créée par le rotor en fonction de l'angle α^s dans le référentiel statorique est :

$$b(\alpha^s, t) = P_e(\alpha^s, t) \cdot mmf = \sum_{hr=1}^{+\infty} \sum_{ks=-\infty}^{+\infty} 4 \cdot P_{ks} \cdot \frac{Mmf}{hr\pi} \cdot \cos(hr.p.\alpha) \cdot \sin([hr+ks.N_s].p.\alpha^s + hr.p.\omega_r t) \quad (6)$$

$$b(\alpha^s, t) = \sum_{v=1}^{+\infty} \sum_{u=1}^{+\infty} B_{ph} \sin(v.\alpha^s + u.\omega_r t) \quad (7)$$

Avec : $\alpha^s = \alpha^r - \theta$; $\theta = p.\omega_r t$ (vitesse angulaire du rotor)

Sur la figure suivante est représentée l'allure de l'induction en fonction de l'angle et du temps :

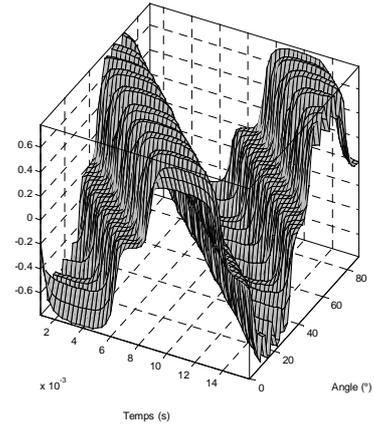


Fig. 2 : Induction dans l'espace et dans le temps créé par le rotor de la machine synchrone à aimant

A partir de l'induction dans l'entrefer, la force appliquée au stator est déterminée par :

$$f(\alpha^s, t) = \frac{[\sum b(\alpha^s, t)]^2}{2\mu_0} \quad (8)$$

$$f(\alpha^s, t) = \frac{1}{4\mu_0} \cdot \sum_{u1} \sum_{u2} \sum_{v1} \sum_{v2} B_{p1h1} \cdot B_{p2h2} \left\{ \cos[(u1+u2)\omega_r t - (v1+v2)\alpha^s] + \cos[(u1-u2)\omega_r t - (v1-v2)\alpha^s] \right\} \quad (9)$$

La composante de la force radiale s'écrit donc sous la forme suivante et est représentée en fonction de l'angle (fig.2):

$$f(\alpha^s, t) = \sum_{m=1}^{+\infty} \sum_{\omega t=1}^{+\infty} \hat{F} \cos(m.\alpha^s + \omega t) \quad (10)$$

La figure 3 représente la force radiale appliquée au stator dans l'espace :

où : $\omega_r = (u_1 \pm u_2) \omega_r$ est la pulsation de la force.
 $m = (v_1 \pm v_2)$ l'ordre du mode.

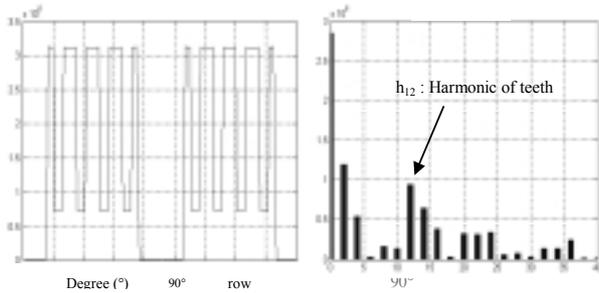


Fig.3 : Représentation de la force et de sa FFT dans l'espace.

Ci-dessous, figure 4, la représentation de la FFT 2D de la force radiale fonction de l'espace et du temps :

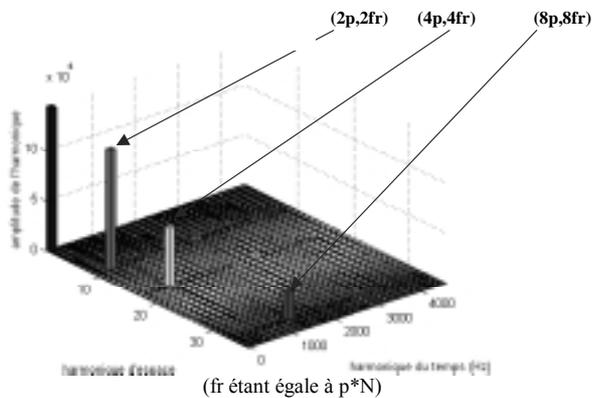


Fig.4 : Représentation de la FFT 2D de la force radiale.

C. Validation par l'approche éléments finis :

L'induction dans l'entrefer créée par le rotor à aimants fonction de l'espace et du temps a été calculée à l'aide du logiciel élément finis OPERA-2D [13]. Sur la figure 4, nous remarquons que les résultats de comparaisons avec la méthode analytique sont satisfaisants. De plus, nous avons pu valider numériquement l'allure de la densité de force radiale (fig.5) et ses harmoniques, comme cela a également été présenté par d'autres études [10], [14].

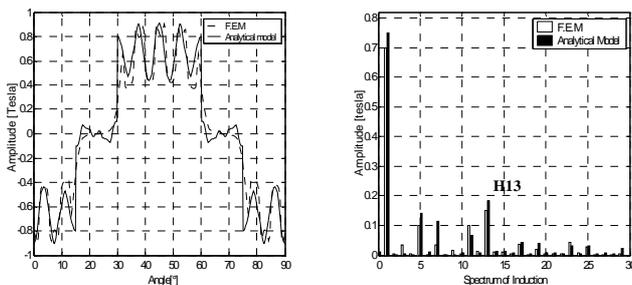


Fig.4 : Superposition des induction créées par le rotor avec la méthode analytique et la M.E.F

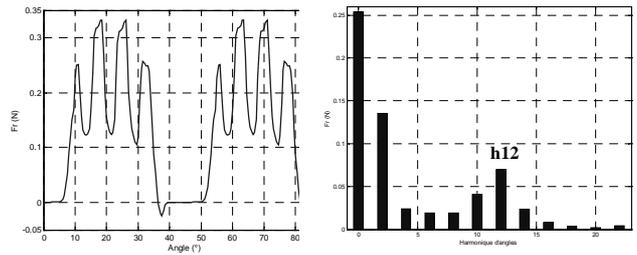


Fig.5 : Représentation de la densité de force et de sa FFT dans l'espace obtenue par la M.E.F

Nous validons ainsi notre modèle électromagnétique ainsi que l'apparition de l'harmonique 12, H12 sur une période électrique ou H48 sur la machine complète, le stator ayant 48 encoches.

IV. DEVELOPPEMENT D'UN MODELE VIBRATOIRE

Après avoir déterminé les forces appliquées au stator, nous pouvons maintenant étudier les vibrations qui correspondent à des déformations dont il faudra calculer les amplitudes. Pour cela, quelques paramètres sont à déterminer dont : l'amortissement, les modes propres et les fréquences de résonance pour chaque mode. Le modèle analytique étudié tient compte de la tôle constituant la culasse, de la carcasse, des dents et du bobinage.

A. Modes propres :

Nous voyons sur la figure 6 qu'en fonction de la valeur du mode, la déformation se présente sous différentes formes. Par exemple [2], [4], l'onde de force responsable de la déformation ovale correspond au mode 2, triangulaire au mode 3.

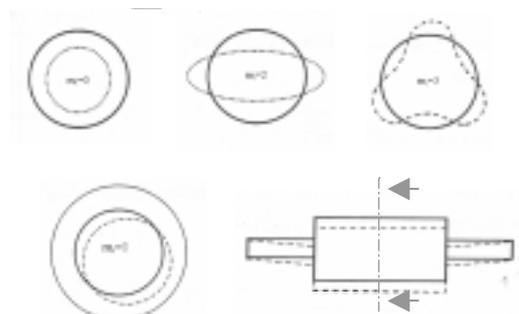


Fig.6 : Exemple de déformation du stator pour différents modes.

Notre étude ainsi que celles qui ont été faites auparavant, ont montré que les modes m les plus importants sont compris entre 1 et 4, essentiellement le mode 2 qui peut être dangereux si il est excité.

B. Les fréquences de résonance

Il faut savoir que pour chaque déformation, on peut associer une fréquence de résonance mécanique. Les relations fournies par TIMOCHENKO [1] et JORDAN [2] permettent facilement de retrouver la fréquence de résonance de chaque mode d'un stator (culasse + dents).

Le modèle a pu être amélioré par certains comme VERMA [15] en prenant en compte le bobinage et la culasse.

Pour le mode $m=0$, un effort de traction de la culasse se produit, l'amplitude de la déformation statique du stator est donnée par :

$$F_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{\rho \cdot R_c^2 \cdot \Delta}} \quad (11)$$

Où :

$$\Delta = 1 + \frac{M_{te}}{M_{yo}} \quad \rho : \text{densité volumique du stator}$$

$$E : \text{module de d'élasticité.}$$

La prise en compte des dents statoriques intervient dans le coefficient Δ .

Dans le cas où le stator est bobiné, il est possible de prendre en compte le poids du bobinage en modifiant Δ de la manière suivante :

$$\Delta = 1 + \frac{M_{te} + M_{wi} + M_{ca}}{M_{yo}}$$

Dans le cas où $m=1$, il se produit plutôt une flexion de l'arbre du rotor.

$$F_m = F_0 \frac{h \cdot m \cdot (m^2 - 1)}{2\sqrt{3} \cdot R_c \cdot \sqrt{m^2 + 1}} \quad (12)$$

Les vibrations radiales du stator sont maximales quand les fréquences d'excitation harmonique de la force sont égales ou proches des fréquences de résonances mécaniques, et ceci est possible quand nous avons une correspondance des modes.

C. Calcul des déformations

Les forces électromagnétiques sont responsables des vibrations du stator. Elles sont caractérisées par des déformations Y_{md} dont il faudra calculer les amplitudes. Après avoir calculé les fréquences de résonance de la structure mécanique, nous définissons au-dessous les déformations dynamiques pour les modes $m > 1$.

$$Y_{md} = \frac{12 \cdot R_a \cdot R_c^3 \cdot \hat{F}}{E \cdot h^3 \cdot (m^2 - 1)^2 \sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_r}{F_m}\right)^2\right)^2 + \left(2 \cdot \xi_a \cdot \frac{f_r}{F_m}\right)^2}} \quad (13)$$

Notons que le coefficient d'amortissement ξ_a ne peut être déterminé théoriquement. Cependant, P.L.Timar [4] considère que pour une machine synchrone celui-ci est compris entre 0,01 et 0,04.

Le spectre vibratoire global obtenu par notre modèle analytique est présenté figure 7.

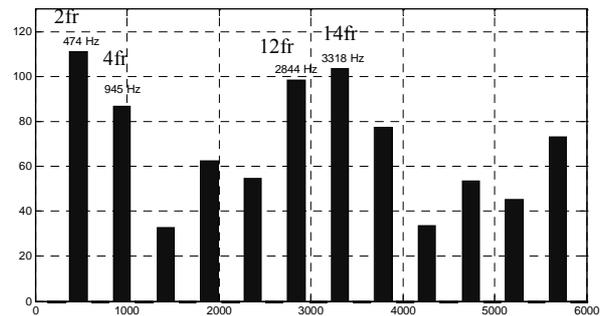


Fig.7 : Spectre analytique vibratoire global à N=3555 tr/min.

Détails sur les fréquences dans le tableau suivant :

Vitesse de rotation	3555 tr/min
fréquence d'alimentation f_r	237
Fréquence de rotation f_{rot}	$237/p = N/60$
Les fréquences des composants de forces (multiple de 2f)	$h \cdot 237$ ($h=2,4,6 \dots$)

On peut mettre en évidence sur le relevé (fig.7) la coïncidence de la fréquence d'excitation du mode 0 avec la fréquence de résonance du mode 0 : tableau 1. Ceci explique les raies vibratoires élevées autour de 3000 Hz. Rappelons cependant les précautions qui doivent être prises pour l'analyse des résultats :

- les modèles donnant l'induction (saturation négligée) ou les vibrations présentent des hypothèses, mais il est intéressant de savoir où se situe la raie vibratoire et quelle est son importance.

D. Calcul des fréquences de résonance et validation E.F

Le modèle analytique vibratoire est validé numériquement par ANSYS (calcul des modes propres de la structure statorique) dans différentes configurations: tôle-seule (culasse sans dents), tôle + dents, tôle + dents + carcasse et tôle + dents + bobinage + carcasse. Une partie des résultats de simulations est présentée dans le tableau 1.

La comparaison expérimentale est détaillée au paragraphe suivant.

N° mode	Méthode analytique (Hz)	M.E.F (Hz)	N° mode	Analytique (Hz)	Expérimental (Hz)
0	3063	3151	0	2736	2855
2	243	268	2	308	376
3	688	732	3	871	1004
4	1319	1349	4	1670	1720
5	2134	2078	5	2702	2757

(tôle + dents uniquement) (tôle & dents & bobinage & carcasse)

Tableau 1 : Tableau comparatif sur le calcul des fréquences de résonances pour chaque mode

L'avantage de notre modèle vibratoire est de prendre en considération le stator complet se rapprochant ainsi du cas expérimental.

E. Validation expérimentale du modèle

Nous avons étudié les fréquences de résonance de la machine synchrone à aimants avec différentes configurations : sans flasque et sans rotor, sans rotor et avec flasque, et enfin complète. La machine est suspendue pour se rapprocher du mode libre-libre.

Le calcul des fréquences de résonance s'effectue de la manière suivante :

- le principe est simple, à l'aide d'un analyseur de spectre nous déterminons la fonction de transfert, accélération (mesurée par un accéléromètre) sur force (appliquée par un marteau). Nous utilisons le logiciel 'Pulse' de chez B&K avec le module d'analyse modale expérimentale pour l'analyse des résultats.

Nous obtenons en sortie une fonction de réponse en fréquence, au maximum des déformations correspondent les fréquences de résonances de la structure (tableau 1).

De plus, afin d'étudier les vibrations générées par la M.S.A.P. en fonctionnement, un accéléromètre est placé sur la carcasse de la machine qui mesure les déformations de la structure.

Le spectre vibratoire présente une raie prépondérante à 2900 Hz (fig.8) sachant que la mesure est effectuée en 1/12 d'octave. Cette fréquence correspond au mode d'excitation théorique 0 prévu à 2844 Hz (fig.7), mais aussi à la fréquence de résonance obtenue dans le tableau 1 à 2855 Hz.

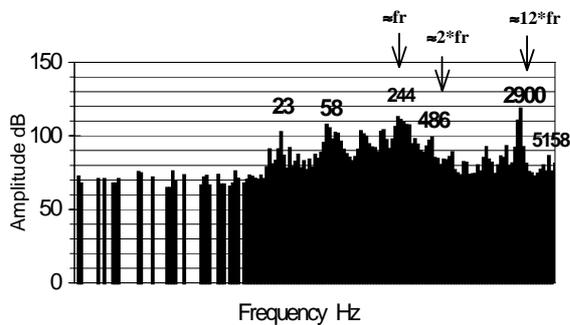


Fig. 8 : spectre vibratoire mesuré à N = 3555 tr/min en 1/12 d'octave.

V. RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

A. Développement d'un modèle acoustique

L'intensité acoustique $I(x)$ peut s'écrire en fonction de la fréquence, de l'amplitude des vibrations, de l'ordre du mode et de la surface vibrante [16] :

$$I(x) = \frac{\sigma 8200 f_r^2 Y_{md}^2 S_e}{4 \pi x^2 (2m + 1)} \quad (14)$$

Le coefficient σ , appelé facteur de rayonnement, celui-ci traduit la capacité d'une machine à être un bon haut-parleur et peut être calculé de deux façons différentes suivant que l'on assimile la machine à une sphère ou à un cylindre.

σ est un facteur qui évolue en fonction de λ (longueur d'onde)

et du diamètre de la machine, dépend aussi du nombre de mode vibratoire [4] :

$$\sigma = f\left(\pi \frac{D}{\lambda}\right), \quad \lambda = \frac{c}{f_r}$$

Il apparaît que $I(x)$ est inversement proportionnelle à l'ordre du mode, d'autre part l'intensité acoustique est proportionnelle au carré de l'amplitude de vibration. Nous définissons I , et W en décibels et nous en déduisons par les relations suivantes le niveau de pression acoustique L_p , l'intensité acoustique L_i et la puissance acoustique L_w :

$$L_p = 20 \log\left(\frac{P}{P_0}\right), \quad L_i = 10 \log\left(\frac{I}{I_0}\right), \quad L_w = 10 \log\left(\frac{W}{W_0}\right)$$

$$\text{Avec : } P_0 = 20 \mu\text{Pa}, \quad I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2, \quad W_0 = 10^{-12} \text{ W}$$

Le spectre du bruit global obtenu par notre modèle analytique (fig.9) et par des mesures expérimentales pour une vitesse donnée de 3555tr/min (fig.10) donne également cette correspondance entre la résonance au mode 0 et la fréquence d'excitation qui est ici liée à l'effet de denture ($12f$):

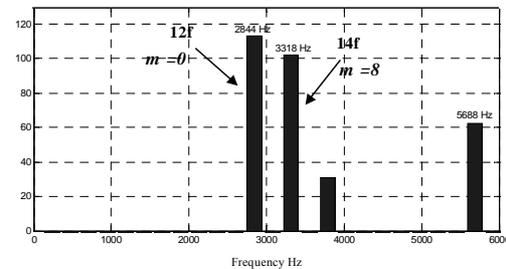


Fig.9 : Spectre du bruit analytique global à N=3555tr/min.

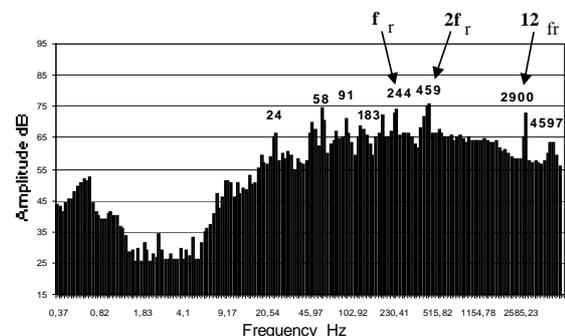


Fig. 10 : Spectre du niveau de bruit acoustique mesuré avec 3555tr/min.

Une mesure du bruit de fond, figure 11, est ensuite effectuée pour commenter les raies 'basses-fréquences'.

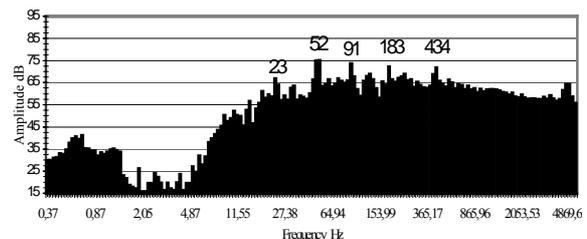


Fig. 11 : Mesures du bruit de fond à N=3555tr/min

L'intérêt était ensuite de valider notre modèle pour différentes vitesses. Six vitesses sont simulées et des comparaisons avec des mesures expérimentales vibratoires sont effectuées. Nous n'avons considéré que l'harmonique 12, repérée 12f précédemment.

Cela nous a permis de mettre en évidence une vitesse particulièrement dangereuse. Certains résultats de simulations sont surestimés mais la qualité de ceux-ci (fig.12) est respectée. Malgré les imprécisions, des raies majoritaires apparaissent, ce qui est primordial dans l'optique d'une réduction.

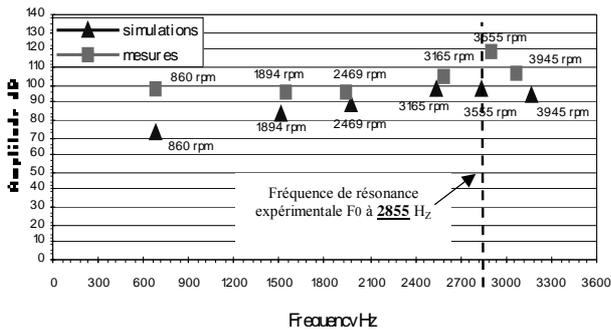


Fig.12 : Amplitude de l'harmonique 12fr à différentes vitesses de rotation (Spectre Vibratoire)

Savoir quelle raie réduire ne nécessite pas de connaître précisément son amplitude, par contre, sa fréquence doit être parfaitement déterminée. Enfin, compte tenu de la complexité des phénomènes étudiés et des hypothèses considérées, ces derniers résultats sont très satisfaisants.

VI. ETUDE DE SENSIBILITE SUR L'HARMONIQUE 12 DE LA FORCE RADIALE.

Une première étude de sensibilité avec trois facteurs est détaillée, notre objectif étant par la suite d'envisager une optimisation multiphysique de la M.S.A.P. en utilisant la technique des plans d'expériences et différentes stratégies d'optimisations.

Dans un premier temps, seul le modèle électromagnétique est considéré, il est couplé à un superviseur d'optimisation utilisant la technique des plans d'expériences SOPHEMIS [9].

En effet, dans la plupart des études, comme la référence [17], on modifie la structure en réduisant une ou des harmoniques bien ciblées sur la force radiale.

Dans notre cas, les facteurs choisis sont :

- l'angle d'ouverture de l'aimant (alp1),
- la largeur des encoches (tenc),
- la hauteur de la culasse (hculasse).

La réponse choisie est l'harmonique H12 de la force radiale.

Un plan 'grille' est réalisé avec 5 niveaux par facteur ce qui nous donne 125 expériences. Sur la figure 13, une présentation de surfaces réponses concernant H12 en fonction des 3 facteurs.

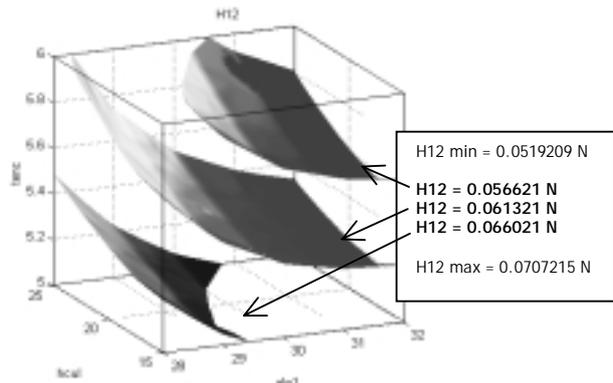


Fig.13: H12 de la force radiale fonction des 3 facteurs

A partir des expériences effectuées, un plan de Screening [17], [18] est réalisé permettant de déterminer les facteurs influents fonction de la réponse 'H12' de force.

Sur le graphe suivant (fig. 14a), une représentation de l'influence de chaque facteur sur la réponse est présentée. Elle donne 'alp1' et 'tenc' comme facteurs influents (en considérant un niveau de probabilité de 99%). Ces 2 facteurs ont une tendance identique négative sur la réponse. Il faut diminuer leur valeur pour réduire l'H12 de la force, bien évidemment sur le domaine choisi.

La hauteur de culasse 'Hculasse' est jugé non significative avec ce même niveau de probabilité.

Sur la figure 14.b, une surface de réponse reprend uniquement ces 2 facteurs fonction de H12, pour Hculasse égale à sa valeur intermédiaire.

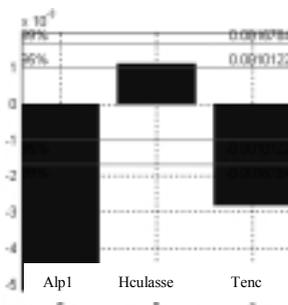


Fig. 14a

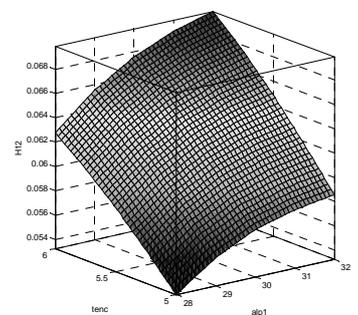


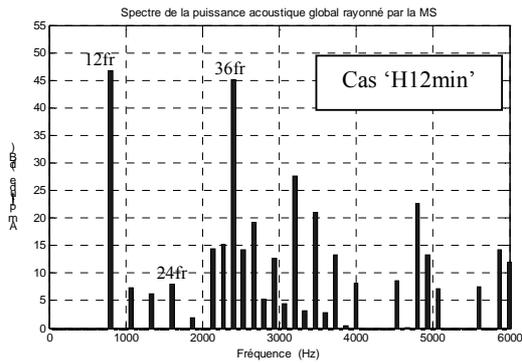
Fig. 14b

Fig.14: Amplitude de l'harmonique 12fr

En considérant le niveau minimum de H12 : 'H12min', on obtient une nouvelle configuration de machine que l'on teste avec notre modèle vibro-acoustique (fig.15).

Pour comparer nos résultats, nous avons repris la configuration initiale à $N=1000$ tr/min et ajouté un cas pour lequel la hauteur de culasse diminue légèrement par rapport au cas 'H12min', figure 16.

On montre sur ce graphe un niveau en dB légèrement inférieur pour le cas 'H12min', ce qui correspond aux résultats sur le calcul de force radiale.



($f_r = 66,66\text{Hz}$ pour $N=1000\text{tr/min}$)

Fig. 15: Spectre du bruit analytique global à $N=1000\text{tr/min}$.

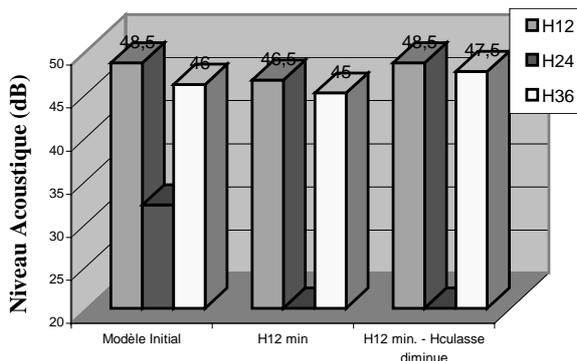


Fig. 16: Comparaisons du niveau acoustique des harmoniques principaux à $N=1000\text{tr/min}$.

Par contre, on peut montrer qu'au niveau acoustique, une faible variation de la culasse (dans un rapport identique à celui de l'étude de la force radiale) est un paramètre cette fois-ci important sur le niveau en dB.

Ce dernier cas permet de montrer l'importance d'une étude avec un modèle complet : électromagnétique – vibratoire et acoustique, qui seul permet d'effectuer une optimisation sous contrainte de réduction du bruit d'origine électromagnétique.

VII. CONCLUSION

Dans ce papier, nous proposons un modèle analytique permettant la prédiction du bruit et des vibrations d'une machine synchrone à aimants permanents. Le modèle tient compte de paramètres divers comme par exemple l'ouverture de l'aimant, le nombre d'encoches stator et la hauteur de culasse. Un outil spécifique a été développé sous Matlab.

Nous avons testé la machine à différentes vitesses, cela nous a permis de mettre en évidence les raies les plus significatives multiples de f_r (fréquence d'alimentation), parmi lesquelles l'harmonique de denture à la fréquence $12f_r$ ($N_s=12$).

Aux fréquences proches des fréquences de résonance 2855 Hz pour le mode $m=0$, correspondent des raies vibratoires et de bruit élevés.

Le modèle liant les parties électromagnétique, vibratoire et acoustique a été validé numériquement et expérimentalement. Néanmoins, quelques améliorations seront nécessaires comme par exemple la détermination du coefficient d'amortissement.

De plus, un couplage de notre outil avec le superviseur d'optimisation SOPHEMIS est nécessaire.

VIII. BIBLIOGRAPHIE

- [1] S. Timochenko, 'Théorie des vibrations', Librairie Polytechnique CH Beranger, 1939.
- [2] H.Jordan, 'Electric motor silencer-formation and elimination of the noise in the electric motors' - W.Giradet-Essen editor 1950.
- [3] JP. Den Hartog, 'Vibrations mécaniques', Dunod - Paris 1960.
- [4] P.L.Timar, 'Noise and Vibration of Electrical Machines', Elsevier editor-1989, 3^{ème} Edition.
- [5] S.J. Jang, 'Low-noise electrical motors', Clarendon Press – Oxford, 1981.
- [6] J.F.Brudny, 'Modélisation de la denture des machines asynchrones. Phénomènes de résonances' – J.Phys.III,Vol N7, 1997, pp.1009-1023.
- [7] S.P.Verma, Balan.A, 'Determination of radial-forces in relation to noise and vibration problems of squirrel-cage induction motors', IEEE transaction on energy conversion, vol.9 N.2 June 1994.
- [8] M. Gabsi, 'Conception de machines spéciales et de leurs alimentations. Réduction du bruit d'origine électromagnétique', Habilitation à diriger des recherches, Juillet 1999.
- [9] S. Vivier, "Stratégie d'optimisation par plans d'expériences et Application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis", Thèse de doctorat, Université des Sciences et Techniques de Lille, Juillet 2002.
- [10] N.Boules, 'Prediction of no-load flux density distribution in permanent magnet machines', IEEE Trans. On Industry Applications, Vol. IA 21, N°4, 1985.
- [11] J.D.L. Ree, N. Boules, 'Torque production in permanent magnet synchronous motors', IEEE Industry Application Soc. Conf. Record, Vol87, 1987, pp15-20.
- [12] Z.Q.Zhu, D.Howe, 'Instantaneous magnetic field distribution in brushless permanent magnet DC motors. Part III : Effect of stator slotting Field –IEEE Transaction on Magnetics,vol.29 No-1 January1993- p.143-151.
- [13] OPERA_2D, Reference Manual, VECTOR FIELDS, <http://www.vector-field.co.uk>.
- [14] R.Breahna, P.Viarouge, 'Space and time harmonics interactions in synchronous machines', 1999, proceedings of Electrimacs - p45-50.
- [15] S.P.Verma, Wen.Li, 'Experimental procedures for measurement of vibration and radiated acoustic noise of electrical machines', Power System Research Group 2002, pp432, ICEM 2002.
- [16] R.Corton, 'Bruit magnétique des machines asynchrones, procédure de réduction passive et active', thèse, 2000, Université d'Artois - France.
- [17] C. Picod, M. Besbes, M. Gabsi, E. Pellé, 'Study of vibratory behaviour of synchronous motors', IEEE, IEMDC'99, Seattle, Washington, mai 1999.
- [18] J.J. Dreesbeke, J. Fine, G. Saporta, 'Plans d'expériences – Applications à l'entreprise'
- [19] J. Goupy, ' La Méthode des plans d'Expériences', Dunod, Paris, 1988