

Conception magnéto-mécanique d'une machine à grande vitesse pour l'aéronautique

Larbi DAHNOUN^{1,2}, Julien FONTCHASTAGNER¹, Christophe VIGUIER², Noureddine TAKORABET¹

¹Université de Lorraine, GREEN, F-54000 Nancy, France

²Electrical and Electronic Systems Research Group, Safran Tech, F-78114 Magny-Les-Hameaux, France.

RESUME - Afin de répondre aux besoins de l'industrie du transport en terme d'électrification, les machines électriques à haute vitesse sont étudiées. L'applicabilité à une génératrice aéronautique d'une structure novatrice de ce type de machine utilisé dans l'industrie pétro gazeuse est ici réalisée. Cette étude prend en compte aussi bien les aspects électriques que mécaniques à travers la mise en place de modèles analytiques. Le couplage entre les différents modèles analytiques permettra d'exploiter des logiques d'optimisation afin de dimensionner au mieux une machine haute vitesse pour un applicatif de génération électrique embarquée dans un avion.

Mots-clés—machine asynchrone, haute vitesse, modèle analytique, optimisation.

1. INTRODUCTION

Ces dernières années, la tendance à l'électrification de différents systèmes s'est invitée dans l'industrie aéronautique, posant de nouveaux challenges à l'aviation hybride concernant les topologies de systèmes de génération électrique embarqués. Des études sont menées pour alléger la structure en proposant des génératrices à attaque directe sur le turboréacteur afin de tendre vers des systèmes tournant à haute vitesse. La piste des génératrices à aimants permanents est à l'étude et permet d'obtenir les premiers produits assurant un fonctionnement à près de 40 krpm en fournissant quelques centaines de kilowatts. Une des réponses qui a été trouvée dans l'industrie pétro gazeuse afin d'atteindre des niveaux de puissance de dizaines de mégawatt a été de faire appel à des machines à induction dites « machines asynchrone à grande vitesse » (MAGV)[1]. L'objectif de ce travail est d'appliquer le principe de la MAGV à des niveaux de puissance moindres afin d'étudier l'applicabilité de ce type de machines au domaine du transport.

2. STRUCTURE DE LA MAGV

Le principe sur lequel se base la MAGV repose sur un constat qui a été notamment démontré dans [2] et largement illustré dans [3], stipulant le fait que les vitesses périphériques atteignables pour un cylindre creux sont bien moins importantes que celle d'un cylindre plein. Cela s'explique principalement par le fait que les contraintes d'inertie qui vont s'établir dans le premier cas sont pratiquement le double que celles dans le second [2].

Le rotor de la MAGV est constitué d'un empilement de tôles laminées reliées de part et d'autre par deux demi-arbres massifs (Fig. 1).

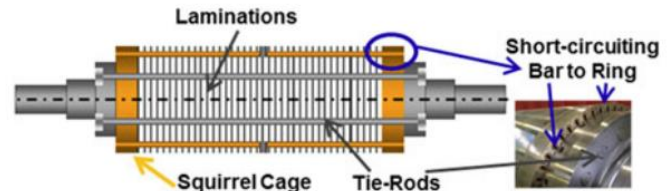


Fig. 1. Structure de la MAGV [4].

Du fait de l'absence d'un arbre traversant le rotor, la tenue mécanique de l'empilement de tôles est permise grâce à la présence de tirants amagnétiques en inox (en gris sur Fig. 1) qui vont être placés de telle sorte à pouvoir serrer suffisamment l'empilement de tôles les unes aux autres. Ce réglage du serrage des tirants se fait en agissant au niveau du départ de l'un des deux demi arbre afin d'atteindre la pression nécessaire à la tenue mécanique de l'ensemble contre la torsion.

Le reste de la structure de la MAGV reprend le principe de la machine asynchrone à cage classique (MAS) avec des barres de cuivres placées à la périphérie du rotor et reliées entre-elles par deux anneaux de court-circuit placés des deux côtés du rotor (Fig. 1). Il est important ici de noter que les barres de la cage ne sont pas en contact direct avec l'entrefer mais sont enterrées pour des considérations mécaniques. Ainsi, les encoches rotoriques sont fermées et il convient donc de dimensionner l'enfoncement de la cage pour assurer la tenue mécanique et par la même garantir le couplage magnétique avec le stator.

3. MODELISATION MAGNETIQUE DE LA MAGV

Comme le montrent [1]–[4], l'étude des machines asynchrones peut se baser sur l'établissement d'un schéma électrique monophasé équivalent dans lequel la valeur des différents composants dépendra directement des paramètres de la machine. Ce schéma traduit le fonctionnement de la MAS comme étant celui d'un transformateur tournant de rapport de transformation K_T (Fig. 2).

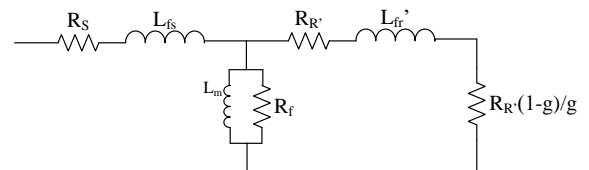


Fig. 2. Schéma équivalent de la MAS.

$$K_T = 12 \frac{N_s^2 k_b^2}{N_{enc_r}} \quad (1)$$

avec : N_s le nombre de spires par phase,
 k_b le coefficient de bobinage,
 N_{enc_r} , le nombre d'encoches au rotor.

En vue de la modélisation analytique des différents paramètres du schéma équivalent, il serait intéressant d'identifier lequel de ces paramètres va avoir le plus d'influence sur les performances de la machine.

En traçant alors l'ensemble des grandeurs électriques de la machine en faisant varier à chaque fois de la même manière chaque valeur des paramètres du schéma équivalent (Fig. 3), on peut s'apercevoir que notamment sur le couple, ce sont les inductances de fuite et d'autant plus celles au rotor, ainsi que la résistance rotorique qui vont avoir le plus fort impact. Ainsi une bonne modélisation de la machine passera donc par une bonne évaluation des inductances de fuites stator et rotor.

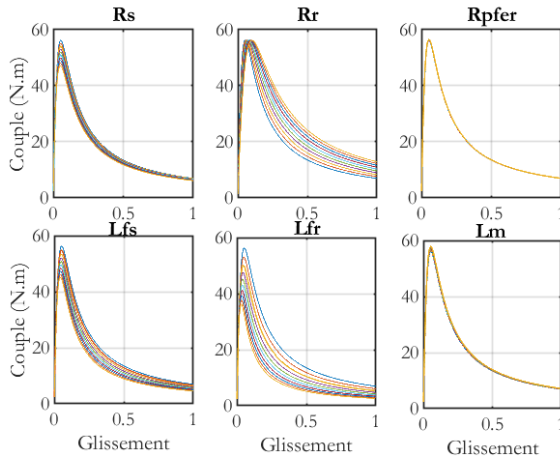


Fig. 3. Influence de la valeur des paramètres du schéma équivalent sur l'évolution du couple

Pour ce qui est de l'inductance de fuite d'encoche au stator, une démarche consistant à écrire l'expression de l'énergie magnétique stockée dans une encoche rectangulaire permettra de caractériser les fuites au stator.

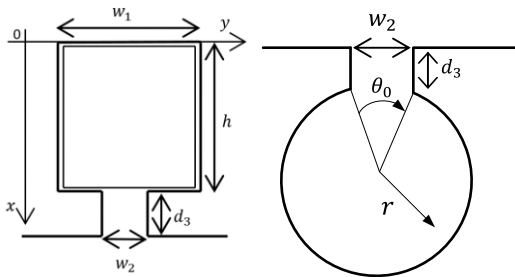


Fig. 4. Encoche semi-ouverte rectangulaire et cylindrique

$$L_{fr(rectangle)} = \mu_0 n_c^2 L_z \left(\frac{h}{3w_1} + \frac{d_3}{w_2} \right) \quad (2)$$

avec : μ_0 la perméabilité magnétique du vide,
 n_c le nombre de conducteurs dans l'encoche,
 L_z la longueur axiale de l'encoche.

Dans le cas du calcul des inductances de fuite au rotor de la MAGV la même démarche que celle qui vient d'être utilisée ne pourra donner de résultat correct étant donné que la répartition des lignes de champ dans une encoche ronde sera différente de celle d'une encoche rectangulaire.

C'est ce que [5] a étudié et mis en avant au travers d'une résolution complète des équations de Maxwell dans une encoche ronde semi-ouverte. Il permet d'aboutir à une expression analytique de la réactance d'une encoche semi-ouverte ronde faisant appel aux fonctions de Kelvin-Bessel ainsi qu'à leurs dérivées :

$$L_{fr(cylindre)} = \frac{R_{DC}}{\omega} \frac{ar}{2} \left[\frac{\text{ber}(ar)\text{ber}'(ar) + \text{bei}(ar)\text{bei}'(ar)}{(\text{ber}'(ar))^2 + (\text{bei}'(ar))^2} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} k_n \frac{\text{ber}_n(ar)\text{ber}'_n(ar) + \text{bei}_n(ar)\text{bei}'_n(ar)}{(\text{ber}'_n(ar))^2 + (\text{bei}'_n(ar))^2} \right] \quad (3)$$

avec : R_{DC} la résistance en continu du conducteur,
 r le rayon du conducteur,
 $\alpha = \frac{\sqrt{2}}{\delta}$ où δ est l'épaisseur de peau,
 $k_n = \text{sinc}(n\theta)$.

Ainsi afin de comparer les résultats fournis par cette approche analytique, un modèle élément fini sur FEMM est développé en prenant en compte deux conducteurs placés dans deux encoches rotoriques dont les dimensions peuvent être changées (Fig. 5). Pour la partie stator, une plaque pleine de tôle magnétique est incorporée sans prendre en compte les encoches stator mais seulement l'entrefer afin de caractériser les fuites au rotor sans l'influence de la forme des encoches stator. On montre sur la Fig.5 les évolutions de L_{fr} en fonction de l'enfouissement « d_3 » de l'encoche semi-ouverte cylindrique, obtenu par le modèle analytique et FEMM.

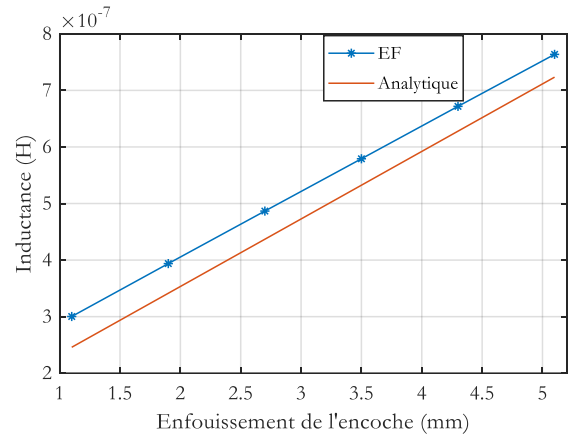


Fig. 5. Evolution de l'inductance de fuite en fonction de l'enfouissement des barres cylindriques à (f=9 Hz)

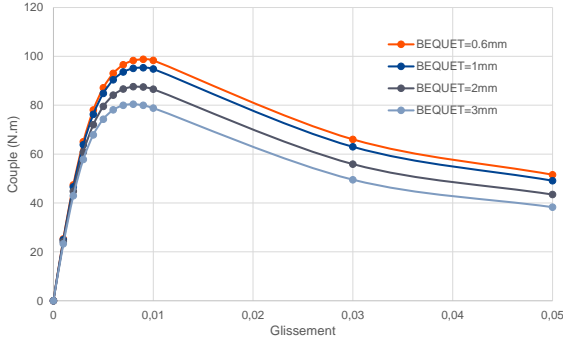


Fig. 6. Influence de l'enfouissement des barres rotoriques sur le couple.

Grâce aux courbes précédentes (Fig. 6) il est alors possible de souligner le fait que l'enfouissement des barres va avoir un impact important sur les performances de la machine. En effet le couple nominal est non atteignable si les encoches sont trop enterrées.

Dans le cadre de la MAGV, dont la géométrie a été pensée pour répondre aux contraintes liées à la haute vitesse, les encoches sont fermées. Or, il n'existe pas de modèle analytique de l'inductance de fuite d'encoches fermées. Afin d'approcher cette réalité physique, on considère des encoches semi-ouvertes qui traduisent la saturation des béquets. La question cruciale consiste à dimensionner l'ouverture (isthme) pour que le modèle analytique linéaire d'une encoche semi-ouverte coïncide avec le modèle non linéaire numérique de l'encoche fermée. En faisant une étude dans laquelle l'angle d'ouverture de l'encoche ronde semi-ouverte θ_0 est diminué, il est alors possible de tendre vers les mêmes valeurs d'inductances de fuite de l'encoche ronde fermée simulée par éléments finis lorsque la densité de courant dans l'encoche se trouve aux alentours des 7 A/mm² (200 A dans Fig. 7).

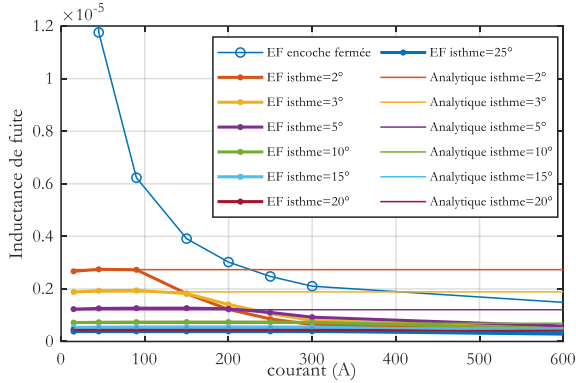


Fig. 7. Inductance de fuite en fonction du courant pour différents type d'encoche.

Sur cette figure, les asymptotes à l'origine des courbes représentant l'évolution de l'inductance de fuite rotor en fonction du courant simulé par éléments finis coïncident exactement avec la valeur qui est calculée analytiquement. En revanche comme cette dernière ne tient pas compte de la non-linéarité des matériaux, sa valeur reste inchangée quelle que soit la densité de courant dans le conducteur.

Pour ce qui est de l'inductance magnétisante, responsable de la création du flux dans l'entrefer, sa formule est déduite à partir de l'établissement de l'expression du courant magnétisant, qui nécessite une évaluation de l'état magnétique de la machine, ainsi que de la force électromotrice au niveau de l'entrefer. Le

reste des paramètres du schéma électrique équivalent sont les résistances et sont déterminées de manière classique en incorporant une dépendance à la température des conducteurs.

4. VALIDATION DU MODELE ANALYTIQUE

4.1. Analyse de robustesse

Afin de valider le modèle analytique de la MAS une première étude sur la robustesse du modèle est réalisée en générant aléatoirement 500 cas de MAS avec un paramètre géométrique variable, tel que l'ouverture de l'isthme d'une encoche, suivant une loi normale centrée en la valeur du cas témoin et d'écart-type σ , on observe en sortie une grandeur, notée G , qui représente un des paramètres du schéma monophasé équivalent. On note \bar{G} sa valeur moyenne et σ l'écart-type de cette population. On définit l'écart Δ et le coefficient de variabilité C_V :

$$\Delta = G^* - \bar{G}$$

$$C_V = \frac{\sigma}{\bar{G}}$$

où G^* est la valeur d'une des sorties pour le cas témoin.

En observant alors que l'écart Δ tend bien vers 0 ainsi que C_V vers σ il est possible de dire que le modèle est bel-et-bien robuste. En revanche un modèle peut être robuste mais tendre vers des résultats qui ne sont pas ce que l'on observe en réalité et c'est ce qui va alors être vérifié dans la suite.

4.2. Comparaison aux éléments finis (EF)

Une population de 23 variantes de MAS est générée depuis Matlab via un script Python qui est exécuté en batch sur Flux 2D. Ce script permet alors de réaliser les essais à vide et en court-circuit afin de déduire les paramètres du schéma électrique équivalent. Les paramètres de la machine qui varient sont l'isthme des encoches rotor, leur profondeur, la résistivité du matériau constituant la tôle, et la hauteur d'encoche stator à section constante.

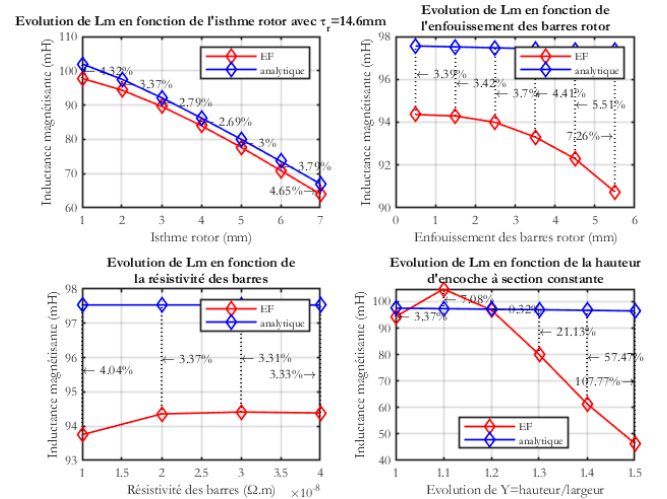


Fig. 8. Comparaison des résultats analytiques et ceux issus des éléments finis concernant l'inductance magnétisante.

On obtient des valeurs quasiment identiques entre les résistances obtenues analytiquement et par élément finis, pour l'inductance de fuite rotor il y a en moyenne 10% d'écart et pour l'inductance magnétisante 3% d'écart mise à part lorsque les encoches statoriques deviennent très allongées ($Y=hauteur/largeur=1,5$).

Des essais expérimentaux de caractérisation des valeurs des paramètres du schéma électrique équivalent d'une machine asynchrone de 7,5kW consistant à des essais à vide et en charge sont également réalisés. Ils permettent d'obtenir des valeurs d'inductances qui s'éloignent au maximum de 10% avec les résultats analytiques.

5. ETUDE DE LA TENUE MECANIQUE DE LA MAGV

5.1. Calcul des contraintes dans le rotor

Est qualifié de bécquet la distance qui sépare l'extrémité d'une barre de la cage à l'entrefer. Comme les barres sont enterrées, l'épaisseur de bécquet est non nulle et devra être déterminée de sorte à pouvoir supporter les efforts dus à l'ensemble de la matière (cage, tôle, tirants) qui tend à s'éloigner du centre de rotation sous les effets centrifuges.

Une des approches de modélisation analytique mécanique développée dans [2] est utilisée en étendant l'étude à un rotor multicouche mais sans précontrainte. On considère alors un rotor long constitué par une succession de N couches de différents matériaux (comme en Fig. 10 à droite). Dans ce cadre de long rotor, une approche classique dite de déformations planes est initiée et modélise le fait que les sections du rotor qui sont assez éloignées des bords de celui-ci restent planes sous les effets centrifuges. Il est alors possible d'écrire :

$$\begin{cases} \varepsilon_{rr} = \frac{1}{E}(\sigma_{rr} - \nu(\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{zz})) \\ \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{E}(\sigma_{\theta\theta} - \nu(\sigma_{rr} + \sigma_{zz})) \\ \varepsilon_{zz} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

avec : $\underline{\varepsilon}$ le champ de déformation,

$\underline{\sigma}$ le champ de contrainte,

E, ν le module d'Young et le coefficient de Poisson.

En utilisant la loi d'élasticité linéaire isotrope et en faisant l'hypothèse des petites perturbations, l'expression des contraintes dans les trois directions de l'espace peut alors se mettre sous la forme :

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = (\lambda + 2\mu) \frac{\partial u_r}{\partial r} + \lambda \left(\frac{u_r}{r} + \varepsilon_{zz} \right) \\ \sigma_{\theta\theta} = (\lambda + 2\mu) \frac{u_r}{r} + \lambda \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \varepsilon_{zz} \right) \\ \sigma_{zz} = (\lambda + 2\mu) \varepsilon_{zz} + \lambda \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \end{cases} \quad (5)$$

avec : \underline{u} le champ de déplacement,

λ, μ , les coefficients de Lamé.

En appliquant alors le principe fondamental de la dynamique (6), on aboutit à une équation aux dérivées partielles (7) dont la solution peut se mettre sous la forme (8).

$$\text{div}(\underline{\sigma}) + \rho \underline{f} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (u_r) - \frac{u_r}{r^2} = -\frac{\rho \omega^2}{\lambda + 2\mu} r \quad (7)$$

$$\begin{cases} u_r(r) = -\frac{\rho \omega^2}{8(\lambda + 2\mu)} r^3 + K_1 r + \frac{K_2}{r} \\ \sigma_{rr} = -\frac{\rho \omega^2}{8(\lambda + 2\mu)} r^2 (4\lambda + 6\mu) + K_1 (2\lambda + 2\mu) - \frac{K_2}{r^2} 2\mu \end{cases} \quad (8)$$

avec : ρ la masse volumique,

ω la vitesse de rotation,

\underline{f} les efforts volumiques induits par la vitesse de rotation que l'on peut écrire $\underline{f} = r\omega^2 \underline{e}_r$.

Afin d'obtenir l'évolution des contraintes dans le rotor il faudra alors identifier les inconnues de (8) en utilisant les conditions de continuité et aux limites des différentes grandeurs du système à l'étude. Il est tout d'abord possible d'affirmer que K_2 pour la première couche est nulle pour des raisons physiques ($u_{r_1}(0) \neq \infty$). Pour la suite il faut traduire le fait que la surface externe du rotor est à l'air libre, que le déplacement aux interfaces sera le même pour les deux couches adjacentes, et d'après le principe d'action-réaction, la contrainte radiale va se transmettre de couche en couche. Ainsi pour une couche k du rotor :

$$\begin{aligned} \sigma_{r_n}(R_{ext_n}) &= 0 \\ \sigma_{r_k}(R_{ext_k}) &= \sigma_{r_{k+1}}(R_{int_{k+1}}) & k=1 \dots N-1 \\ u_{r_k}(R_{ext_k}) &= u_{r_{k+1}}(R_{int_{k+1}}) & k=1 \dots N-1 \\ u_{r_1}(0) &\neq \infty \end{aligned} \quad (9)$$

En simulant alors ce système, on observe que la contrainte radiale est bien positive comme il est possible de l'intuiter traduisant les effets centrifuges subis par les différentes couches. En revanche en simulant le même système par éléments finis, on observe que des sauts de contraintes vont avoir lieu à chaque interface traduisant le fait qu'une contrainte radiale de traction existe entre les différentes couches symbolisant les efforts des couches inférieures sur les couches supérieures et cela est accentué lorsque la vitesse de rotation du système augmente. Afin de rendre compte de cette contrainte de traction dans le modèle analytique il est nécessaire de revoir l'hypothèse de transmission des déplacements car il faut en réalité introduire une différence entre le rayon extérieur des couches inférieures et le rayon intérieur des couches supérieures évitant alors que les couches du rotor ne se séparent à haute vitesse et permettant alors une transmission de la contrainte radiale de traction. On a alors :

$$R_{ext_k} + u_{r_k}(R_{ext_k}) = R_{int_{k+1}} + u_{r_{k+1}}(R_{int_{k+1}}) \quad (10)$$

Ainsi il est possible de voir (Fig. 9) que désormais les résultats issus du modèle analytique coïncident très bien avec ceux issus des EF avec moins de 6% d'écart pour le cas d'un rotor constitué de 5 couches, respectivement du fer puis de l'incox, du fer, du cuivre et une dernière couche de fer.

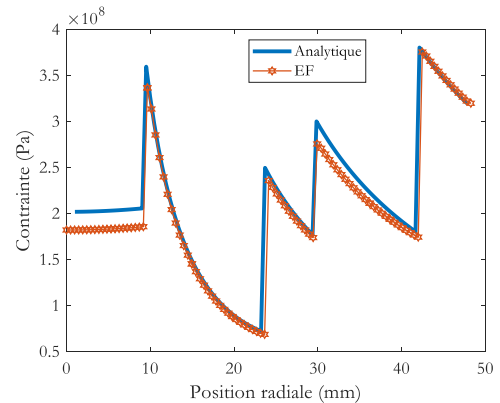


Fig. 9. Evolution de la contrainte de Von-Mises dans un rotor constitué de 5 couches sans séparation à haute vitesse

En vue d'un dimensionnement mécanique poussé d'une MAGV il faudra connaître les contraintes dans chaque portion du rotor, ce qui n'est pas usuellement réalisé à partir de modèles analytiques et fait appel à des méthodes éléments finis. L'objectif à présent est d'étudier si le modèle multicouche développé peut s'appliquer à la MAGV en ajustant les propriétés mécaniques de chaque couche afin que celles-ci se rapprochent le plus possible du rotor de la MAGV. Par exemple, la couche disposée au niveau du cercle décrit par les centres des barres constituant la cage est constitué de cuivre et de tôle. Ainsi une transformation de cette couche en une nouvelle couche constituée d'une seule matière dont les propriétés mécaniques seront déduites en fonction des proportions de chaque matériau dans le cas de la MAGV (Fig. 10).

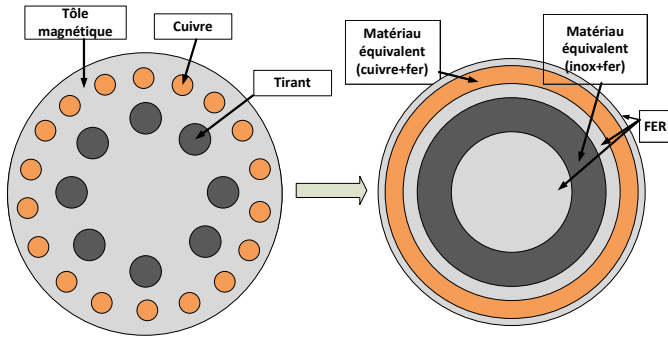


Fig. 10. Passage de la géométrie réelle du rotor de la MAGV à une géométrie équivalente multicouche.

Il se trouve que la simulation du modèle analytique pour le cas d'une tôle de MAGV transformée en un rotor multicouche fait apparaître une contrainte de Von-Mises maximale qui est sensiblement supérieure (9.6%) à celle obtenue lors de la simulation par éléments finis de la vraie géométrie de tôle (Fig. 11). Au-delà de cette différence de valeur de contrainte il est intéressant de voir que cela est surtout cohérent avec la modélisation mise en place puisque la couche où il y avait précédemment la cage rotorique a été remplacée par une couche équivalente dont les propriétés mécaniques intègrent une proportion non négligeable de fer et donc les efforts exercés seront globalement plus importants que dans le cas réel.

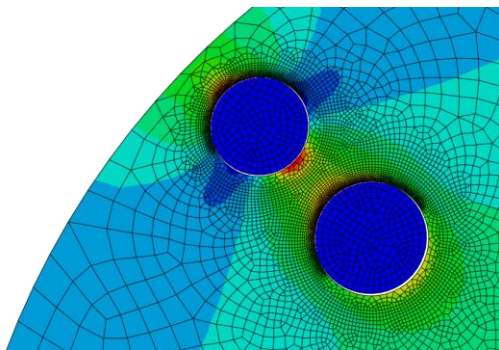


Fig. 11. Evolution de la contrainte de Von Mises dans le rotor de la MGv.

Il est également intéressant de noter que l'endroit de cette contrainte maximale n'est pas le même. En effet ce dernier est au niveau du rayon intérieur de la dernière couche du rotor dans le modèle analytique alors que par éléments finis celui-ci est au niveau de la surface externe du fer en contact avec les barres de cuivre. Cela s'explique par le fait que les trous de la cage dans la tôle étaient initialement ronds et tendent à prendre une forme elliptique à haute vitesse ce qui engendre à la base de ces ellipses une concentration de contraintes.

Cette comparaison des résultats issus de la vraie géométrie du rotor et ceux du modèle multicouche équivalent permet de bien mettre en avant les limites du modèle analytique au vis-à-vis des contraintes locales. Elle permet également de définir la contrainte de Von-Mises maximale qu'il ne faudra pas dépasser sous peine de rentrer dans un état de contrainte du rotor supérieur à celui de la MAGV.

5.2. Dimensionnement des tirants

Pour rappel, les tirants sont l'élément essentiel qui permet la tenue mécanique du rotor au travers du serrage de ces derniers de part et d'autre de ces deux extrémités afin de fournir une certaine pression dans la direction axiale. Ce serrage des tirants ne doit pas dépasser la limite élastique du matériau le constituant et un facteur de sécurité de 80% sera pris par la suite (12). Aussi, la section de ces tirants va avoir un impact sur la pression axiale applicable puisque la section sur laquelle s'exerce la résultante des forces des tirants ($S_{fer sans tirant}$) sera plus petite si les tirants disposent d'une grande section et inversement.

$$P_z = \frac{F_{tirant} N b_{tirant}}{S_{fer sans tirant} - N b_{tirant} S_{tirant}} > P_{obj} \quad (11)$$

$$F_{tirant} = 0,8 R p_{02} S_{tirant} \quad (12)$$

avec : $R p_{02}$ la contrainte limite d'élasticité à 0,2%,
 $N b_{tirant}$, S_{tirant} , le nombre et la section de tirant,
 P_{obj} la pression axiale minimum nécessaire à la tenue mécanique du rotor.

Il est important de noter que ce dimensionnement des tirants va avoir un impact direct sur les contraintes dans le rotor puisque les propriétés mécaniques de la couche équivalente des tirants vont être modifiées. Il a donc été choisi de mettre en place une logique d'optimisation, faisant appel à un algorithme génétique permettant de trouver un bon point de départ pour une méthode déterministe locale de type SQP. On couple alors les équations liées à l'évaluation des contraintes dans le rotor à celles permettant de caractériser les tirants. Les tirants vont également avoir un impact sur les performances électromagnétiques de la machine et devront être placés de telle sorte à ce qu'ils n'altèrent pas la circulation du flux (voir à droite sur la Fig. 12).

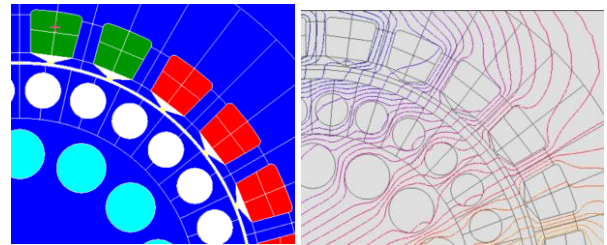


Fig. 12. Vue en coupe d'une MAGV avec le trajet des lignes de flux (à droite).

6. DEMARCHE DE DIMENSIONNEMENT MAGNETO-MECANIQUE

En se fixant un cahier des charges constitué de la vitesse nominale, de la puissance électrique de la machine ainsi que de sa tension d'alimentation, il est alors possible de calculer les dimensions du rotor en imposant certains paramètres tels que le champ magnétique ou l'induction dans l'entrefer. Le dimensionnement du stator ainsi que de son bobinage est par la suite réalisé grâce à la détermination du flux polaire. Enfin le calcul des dimensions de la cage se déduit grâce à la conservation des ampères-tours dans la machine.

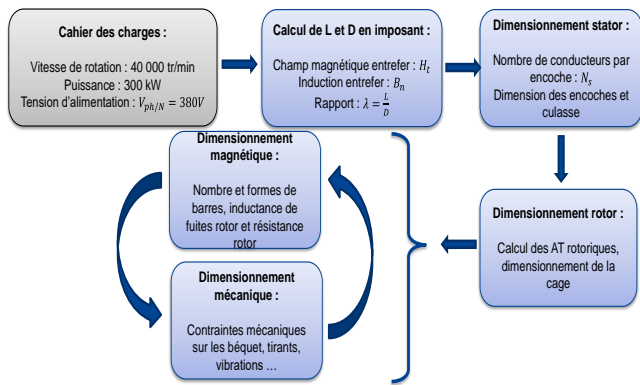


Fig. 13. Etapes du dimensionnement magnéto-mécanique de la MAGV.

Une fois le stator dimensionné ainsi que la quantité de cuivre au rotor et son rayon extérieur obtenus, l'algorithme d'optimisation du problème mécanique est exécuté. Deux situations peuvent alors se présenter, soit l'algorithme converge et trouve un couple de paramètres qui permet notamment de limiter la contrainte dans le rotor en dessous de la valeur limite qui a été déterminée plus tôt, soit il n'y a pas convergence du fait que le rayon du rotor ainsi que la quantité de cuivre sont trop importants et il faudra alors réajuster le rayon du rotor en le diminuant jusqu'à que l'algorithme puisse converger. Cette diminution du rayon du rotor devra alors être compensée par une augmentation de la longueur de la machine afin de garder les mêmes performances électriques. Il sera alors par la suite possible de déterminer analytiquement les performances de la machine à l'aide du modèle magnétique de la MAS qui a été développé afin de vérifier que les critères de performances électriques de la machine ont bien été atteints.

7. EXEMPLE DE RESULTATS D'UNE MAGV

En prenant par exemple le cahier des charges spécifié en Fig. 14, on aboutit aux dimensions suivantes avec une diminution du rayon de 30% par rapport au premier dimensionnement magnétique pour une convergence de l'algorithme d'optimisation appliqué au problème mécanique.

Paramètre (mm)	Avant prise en compte mécanique	Après prise en compte mécanique
Rayon rotor	72,8	51
Longueur rotor	183	373
Nombre et rayon tirants	Impossible	9 et 6,4
Béquet	Impossible	3,3

Tableau 1. Impact du dimensionnement mécanique sur les dimensions du rotor

La figure suivante permet de se rendre compte des limites de la démarche de conception qui a été choisie avec un couplage faible dans le dimensionnement magnéto-mécanique. En effet, les dimensions obtenues ne permettent pas d'obtenir le couple nominal qui avait été fixé dans le cahier des charges (71 N.m, en bleu dans Fig.14) du fait que la prise en compte mécanique a restreint le rayon du rotor ce qui a eu pour effet de réduire la distance entre les barres du rotor. Ainsi, ce sont ces parties de la machine qui vont saturées très rapidement et non pas les béquets rendant impossible l'obtention du couple nominal.

Evolution du couple en fonction du glissement

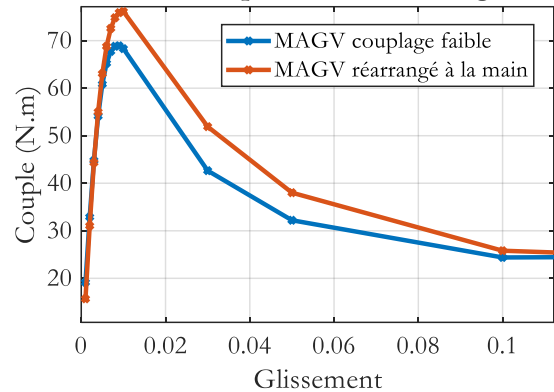


Fig. 14. Limite du couplage faible.

Finalement, il y a d'une part, le dimensionnement mécanique qui tend à augmenter le béquet et d'autre part, le dimensionnement magnétique qui, lui, tend à réduire les fuites au rotor en diminuant le béquet d'où la nécessité de la mise en place d'un couplage fort entre ces deux parties. En revanche, si on augmente le rayon du rotor de 5mm tout en diminuant le rayon des barres de 1mm (en rouge dans Fig. 14), on peut alors voir que le couple nominal est bien atteint du fait, entre autre, de la non saturation des dents rotoriques.

8. CONCLUSIONS

Ce travail a été l'occasion d'étudier l'applicabilité d'une structure de machine haute vitesse pour la génération d'électricité embarquée et de mettre en place une étude multiphysique se basant sur des briques élémentaires de modèles analytiques qui sont par la suite couplées afin de fournir des résultats très rapidement et permettent de faire appel à des logiques d'optimisation. Il a également été mis en avant la limite de la démarche proposée qui consiste en un couplage faible entre le dimensionnement magnétique et mécanique qui tend à obtenir des résultats ne remplissant pas le cahier des charges. La mise en place d'un couplage fort fera donc partie des futures versions de ce travail.

9. REFERENCES

- [1] P. Bawin, R. Botte, J.-M. Edebow, et D. Gilon, « Electric motor with high power and high rotational speed », US5512792A, 30 avril 1996
- [2] L. Dahnoun *et al.*, « Comparison Of Methods For Evaluating Mechanical Stress In The Rotor Of High-Speed Machines », in *2022 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, sept. 2022, p. 752-759. doi: 10.1109/ICEM51905.2022.9910837.
- [3] R. Lateb, J. Enon, et L. Durantay, « High speed, high power electrical induction motor technologies for integrated compressors », in *2009 International Conference on Electrical Machines and Systems*, nov. 2009, p. 1-5. doi: 10.1109/ICEMS.2009.5382960.
- [4] L. Durantay, J.-M. Taillardat, J.-F. Pradurat, et N. Velly, « State of the art for full electric driven refrigeration compressors solutions using adjustable speed drive: Which combination of technology platforms leads to the best capex & opex solution up to 100 MW? », in *2017 Petroleum and Chemical Industry Technical Conference (PCIC)*, Calgary, AB: IEEE, sept. 2017, p. 477-486. doi: 10.1109/PCICON.2017.8188770.
- [5] S. A. Swann et J. W. Salmon, « Effective resistance and reactance of a solid cylindrical conductor placed in a semi-closed slot », in *Proceedings of the IEE Part C: Monographs*, 1962, p. 611. doi: 10.1049/pi-c.1962.0079.