

# Contribution au dimensionnement d'un actionneur pour accessoire automobile

Caroline DOC

Université de Technologie de Compiègne EA 1006 - Laboratoire d'Electromécanique de Compiègne - B.P. 20529 – 60205 Compiègne Cedex - FRANCE

**Résumé— Cet article expose la démarche utilisée lors de la conception d'un actionneur pour accessoire automobile. Le contexte particulier de l'étude impose un fonctionnement sous deux cas de charge et dans un environnement à 140°C. Depuis le choix d'un type de moteur approprié jusqu'à la méthode de conception-dimensionnement en passant par la définition des points de dimensionnement d'après un cahier des charges, les divers aspects de l'approche globale mise en oeuvre sont détaillés.**

## NOMENCLATURE

$C_m$  : couple fourni par le moteur  
 $C_r$  : couple résistant ou couple de charge du moteur  
 $d$  : course dans l'axe du système vis-écrou  
 $I$  : courant efficace dans les enroulements  
 $J$  : inertie ramenée au moteur  
 $J_{rotor}$  : inertie propre du rotor  
 $J_M$  : inertie des pièces tournantes (hors axe moteur)  
 $M_T$  : masse des pièces en amont du système de translation  
 $J_{pièces}$  : inertie des pièces solidaires du rotor  
 $L_d$  : inductance directe  
 $L_q$  : inductance quadrature  
 $Lu$  : longueur de l'empilement de tôles (ou longueur utile)  
 $N_{cond}$  : nombre de conducteur par encoche  
 $N_{enc}$  : nombre d'encoches au stator  
 $N_{tr}$  : nombre de tours de la course du moteur  
 $p$  : nombre de paires de pôles  
 $P_j$  : puissance dissipée par effet Joules  
 $P_1$  : puissance instantanée maximale dans le cas 1  
 $P_2$  : puissance instantanée maximale dans le cas 2  
 $R_T$  : réduction du système de translation  
 $R_M$  : réduction du moto-réducteur  
 $\eta_M$  : rendement du motoréducteur  
 $\eta_T$  : rendement du système de translation  
 $\Omega$  : vitesse en  $\text{rad.s}^{-1}$

## I. INTRODUCTION

Cet article s'attache à la description des différentes problématiques à résoudre lors du dimensionnement d'un actionneur destiné à une application automobile ainsi que les différentes étapes qui ont permis de mener à bien cette tâche.

Dans le cadre de la réduction de la consommation, les véhicules modernes tendent à intégrer de plus en plus d'actionneurs électriques afin de remplacer les actionneurs hydrauliques ou électro-hydrauliques, réputés pour être plus

difficiles à mettre en œuvre et pour consommer de l'énergie même lorsque leur fonction n'est pas utilisée.

La première partie de l'étude concerne le choix du type de moteur à utiliser. Les actionneurs d'accessoires automobiles devant être fiables, peu encombrant et peu coûteux, l'étude se limitera aux moteurs alternatifs correspondants à ces critères.

Ensuite, l'environnement et les contraintes particulières qui conditionnent le dimensionnement de l'actionneur seront détaillés. Il est bon de savoir dès maintenant qu'en plus des contraintes habituelles du monde automobile cités auparavant, il y a des contraintes thermiques fortes dues au positionnement sous capot à proximité du bloc moteur.

Enfin, l'approche globale de dimensionnement de l'actionneur sera présentée en prenant en compte le couplage du moteur avec son réducteur associé au profil de mission (profil de vitesse et profil charge variable en fonction de la position). Le but étant de parcourir un déplacement dans un temps limité, les évolutions du couple maximal de la machine et des inerties ramenées seront testées en fonction du rapport de réduction et du profil de mission, incluant la dynamique dans le dimensionnement.

## II. CHOIX DU MOTEUR

### A. Introduction.

Dans notre démarche de dimensionnement la première étape est de définir quel type de moteur conviendra le mieux à l'utilisation définie par le cahier des charges. Ce choix repose sur les différentes études précédemment menées : pré-dimensionnement analytique et études bibliographiques sur les machines susceptibles de convenir.

Trois types de moteurs alternatifs triphasés ont été retenus pour cette pré-étude :

- la machine synchrone à aimants permanents (MSAP)
- la machine asynchrone.(MAS)
- la machine synchro-reluctante (MSR ou Synchrel)

D'autre part, ces machines ne nécessitent pas d'alimentation au rotor, permettant par la même de gagner en encombrement en supprimant le collecteur.

Les contraintes d'encombrement et d'industrialisation de l'actionneur amènent à des choix sur des grandeurs cruciales du moteur telles que le nombre de paires de pôles. Avec des moteurs de faible diamètre, pour un nombre d'encoches supérieur à 12, le pas dentaire est tel que la largeur des dents et des encoches est trop petite pour que celles ci soient

facilement réalisées par empilement de tôles découpées à l'emporte pièce. Le nombre maximal d'encoche a donc été limité à 12, ce qui limite le nombre de paire de pôles à un maximum de 2.

### B. Comparaison et choix de machine

En choisissant des conditions moyennes sur le réducteur et le profil de mission, il est possible d'obtenir un premier dimensionnement (par modélisation analytique) pour chacune des machines citées afin de comparer leurs performances. Les modèles analytiques utilisés ont été recalés à l'aide du logiciel élément finis FLUX2D de CEDRAT pour prendre en compte les effets de la saturation. Lors de cette étape, pour chaque type de machine, nous avons cherché à minimiser l'énergie dissipée par effet Joules.

Nous avons donc quatre machines remplissant la fonction en première approximation (voir Tableau 1).

|                   | MSAP    | MAS    | MSR    |         |
|-------------------|---------|--------|--------|---------|
| p                 | 2       | 2      | 1      | 2       |
| N <sub>enc</sub>  | 12      | 12     | 12     | 12      |
| Lu                | 57.8 mm | 55 mm  | 68 mm  | 66.4 mm |
| N <sub>cond</sub> | 8       | 11     | 10     | 16      |
| P <sub>j</sub>    | 79 W    | 76.7 W | 61.6 W | 44.6 W  |

TABLEAU 1 : RESULTATS DE PRE-DIMENSIONNEMENT

Pour la machine synchrone à aimants permanents, le faible diamètre du rotor impose l'utilisation d'aimant NdFeB ou SmCo afin d'avoir un niveau d'induction suffisant pour produire le niveau de couple requis.

En premier lieu, il est nécessaire de préciser que la MSAP dont les caractéristiques sont données dans le Tableau 1, correspond à une machine réalisée avec des aimants SmCo. En effet, le niveau d'induction disponible avec des NdFeB soumis à une température supérieure à 140°C n'offre aucun dimensionnement permettant d'assurer la fonction à réaliser. Ceci provient du fait que lorsque la température augmente l'induction maximale pour un champ donné diminue bien plus vite pour des aimants NdFeB que pour des SmCo. Cependant, les aimants SmCo subissent eux aussi les effets de la température (dans de moindres proportions) et possèdent une induction rémanente inférieure aux NdFeB. L'augmentation du courant, pour compenser cette diminution d'induction, engendre une augmentation des pertes joules et donc de la température qui est à l'origine de la diminution d'induction. Ce phénomène aboutit à une MSAP à fort niveau de pertes pour assurer la fonction à réaliser. De plus, les aimants SmCo ont, selon leur qualité, un coût une fois et demi à trois fois plus grand que des NdFeB, ce qui constitue un inconvénient majeur du point de vue de la viabilité industrielle de la machine synchrone à aimants décrite ci-dessus.

La machine asynchrone est digne d'intérêt parce qu'elle ne nécessite pas d'aimants et donc pourrait présenter un meilleur ratio couple/volume aux températures considérées. Cependant, d'après [1], les machines asynchrones sont peu adaptées pour les faibles diamètres.

On remarque (voir Tableau 1) que sa puissance dissipée

par effet Joules est supérieure à celle dissipée dans le cas d'une machine synchro-réductante. Ceci s'explique bien par le fait que de forts courants circulent au rotor de la MAS. Cependant, la température externe peut avoisiner les 140°C et la température maximale que peut supporter un fil isolé avec un isolant de grade 2 est 230°C. Cette production de chaleur supplémentaire de la part de la MAS peut s'avérer être un inconvénient majeur pour la fiabilité de l'actionneur.

La machine Synchrel présente un bon nombre d'avantages, exposés dans [2] et [3], par rapport aux machines précédemment citées. Elle possède un comportement plus robuste vis-à-vis de la température que les machines synchrones à aimants permanents et asynchrone :

- Ne possédant pas d'aimants, son niveau d'induction dans l'entrefer n'est pas soumis aux variations de l'induction des aimants en fonction de la température.
- Ne possédant pas d'enroulement ou de cage d'écureuil au rotor, les paramètres définissant son fonctionnement varient peu.

De plus, les aimants à hautes températures induisant un coût tout à fait conséquent, il est préférable de s'en passer. D'autre part, par opposition aux machines à réluctance variable, dans le cas d'une machine synchro-réductante, il ne s'agit pas de passer d'une position à une autre mais de créer un champ tournant à la vitesse du synchronisme. De ce fait, les fortes ondulations de couple, inconvénient majeur des machines à réluctance, vont être fortement réduites ([4]).

En conclusion, pour toutes ses qualités et absences de défauts majeurs vis à vis de l'application, le type de machine retenu pour la suite de l'étude est donc la machine synchro-réductante.

### C. Etude de la machine synchro-réductante

Les prémices de la machine synchro-réductante remontent aux années 60 lorsque les premières machines avec un rotor non excité viables ont été présentées ([5]). L'électronique de puissance disponible actuellement permet de remettre au goût du jour ces machines en édulcorant les problèmes rencontrés à l'époque tels que la mise en vitesse du rotor.

Diverses topologies de rotor permettent d'obtenir la différence de réluctance à la base du fonctionnement de la machine SynchRel sont présentées en figure 1 ([6], [7]-[9]). Elles consistent soit à créer une variation d'entrefer (machines a) et b) ) soit à présenter des barrières à la circulation du flux (machines c) et d) ).

Parmi celles-ci, il existe des topologies de rotor assez simple, ce qui permet au rotor d'être réalisable dans les dimensions considérées.

Le couple produit par la machine SynchRel est défini, dans le repère dq, par l'équation suivante :

$$C = \frac{3}{2} p (L_d - L_q) I^2 \sin(2\beta) \quad (1)$$

Le couple est donc proportionnel à la différence  $L_d - L_q$  et est facteur de l'angle  $\beta$  entre l'axe direct du rotor et la position

du vecteur courant crée par le stator. Cet angle  $\beta$  nous permet de défluxer la machine afin d'obtenir un espace de fonctionnement plus étendu en vitesse, comme décrit dans [10]-[12].

Cependant, comme nous l'avons évoqué plus haut, la machine synchro-réductante présente des ondulations de couple, certes plus faibles que celles d'une machine à réductance variable, mais dont il faudra s'assurer qu'elle ne gêne pas le fonctionnement. Si malgré tout, celles-ci sont trop importantes, une commande adaptée peut faire diminuer leur amplitudes ([6] et [13]).

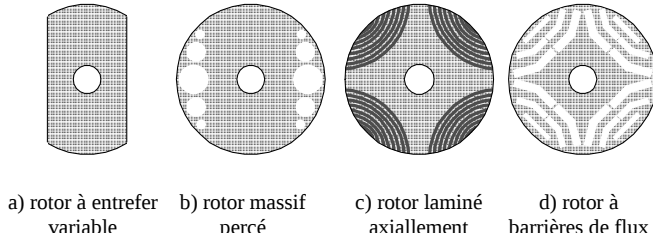


Fig. 1: différents types de topologies de rotor de machine Synchrel

### III. CONTEXTE ET PROBLEMATIQUE

Le problème qui doit être résolu dans cette étude est très fortement contraint par le cahier des charges. Ces contraintes peuvent être classées selon deux catégories : les contraintes liées à l'environnement et au contexte, et les contraintes liées plus spécifiquement à la fonction à réaliser.

#### A. Environnement et contexte

L'actionneur est destiné à être implanté sous le capot. Il est donc soumis aux contraintes propres à ce type d'environnement.

En premier lieu, la température ambiante à proximité du groupe moto-propulseur (GMP) en fonctionnement est de l'ordre de 140°C. L'actionneur doit donc être capable de remplir la fonction à cette température.

D'autre part, l'actionneur se trouvant placé sous le capot, il est soumis à des contraintes liées à son implantation. Le diamètre extérieur du stator est limité par des contraintes d'encombrement et est inférieur à 45mm. La longueur maximale disponible est quant à elle plus flexible. Elle peut avoisiner les 70mm. Le rapport puissance sur volume disponible est donc relativement important.

L'alimentation du moteur se fait par un convertisseur continu-triphasé fonctionnant sous courant de 30 A efficace et sous la tension batterie.

Enfin, l'actionneur qui doit être dimensionné est destiné à une utilisation lors de la vie série du projet. Il ne doit donc pas être plus onéreux que le système électro-hydraulique qu'il remplace ou utiliser des matériaux dont le coût ou l'approvisionnement ne seraient pas compatibles avec des contraintes économiques dans l'automobile.

#### B. Contraintes liées à la fonction à réaliser

L'actionneur étudié doit mettre en mouvement un système mécanique composé d'un motoréducteur, de réduction  $R_M$ , et d'un système vis-écrou transformant le mouvement de

rotation en un mouvement de translation, de réduction  $R_T$ . Le déplacement à réaliser selon l'axe de translation est fixé et noté  $d$ . La course au moteur (ou nombre de tours) est définie par l'équation suivante :

$$N_{tr} = \frac{d R_T}{R_M} \quad (2)$$

La fonction à réaliser nécessite un fonctionnement sous deux cas de charges différents.

Dans le premier cas, le déplacement  $d$  doit être réalisé sous forte charge et dans un temps imparti  $T_1$ . Dans le second cas, la charge est plus faible mais le temps imparti,  $T_2$ , pour réaliser la totalité de la course est environ 4 fois plus petit que  $T_1$ .

Ces deux cas de charge conduisent à définir deux profils de mission différents. Pour chacun d'entre eux, un point de plus grande puissance peut être déterminé.

L'un de ces points (point 1 sur la figure 2) présente un couple élevé et une vitesse faible alors que le second point de fonctionnement (point 2') se trouve à un couple plus faible mais à une vitesse plus grande. La difficulté réside ici dans le dimensionnement d'un unique actionneur (moteur et commande) dont l'espace de fonctionnement englobe les points 1 et 2. Par exemple, en se reportant à la figure 2,  $\frac{\Omega_2}{\Omega_1} \approx$

4 tandis que  $\frac{C_1}{C_2} \approx 2.5$ .

Il est possible de modifier la position de des deux points de fonctionnement dans l'espace couple-vitesse pour que le point 2' devienne accessible par la machine synchro-réductante. Pour cela, nous pouvons modifier le profil de mission et le rapport de réduction global  $R_T/R_M$ . Sur la figure 2, le point 2', n'appartenant pas à l'espace des puissances atteignables dans l'encombrement disponible, devient le point 2, de même puissance que le point 1, en utilisant un rapport de réduction et un profil de mission adaptés. Plus le nombre de tour à réaliser par le moteur est grand plus le couple  $C_2$  est faible.

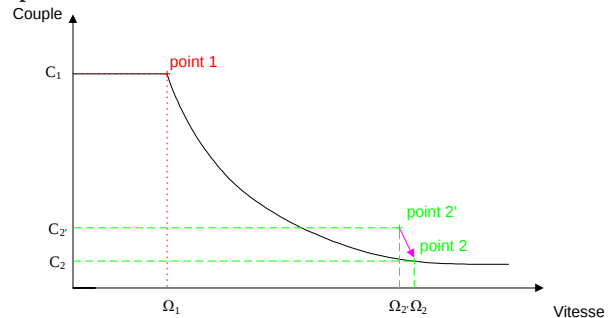


Fig. 2 : points de fonctionnement dans l'espace couple-vitesse

Aux vues des limitations de courant et de tension exposées plus haut, le point de fonctionnement utilisé pour le dimensionnement moteur sera le point qui présente le plus grand couple, à savoir le point 1. Une étude du défluxage possible de la machine synchro-réductante permettra alors de valider la position du point 2 par rapport à la puissance maximale atteignable par la machine ainsi dimensionnée.

Le but du dimensionnement est donc de déterminer un

système : machine + réducteur + profil de mission permettant de parcourir la course nécessaire,  $d$ , dans les temps de réponse  $T_1$  et  $T_2$  les plus courts possible avec les contraintes précisées précédemment.

#### IV. COUPLAGE ENTRE LA MACHINE, LE REDUCTEUR ET LE PROFIL DE MISSION

##### A. Méthode utilisée

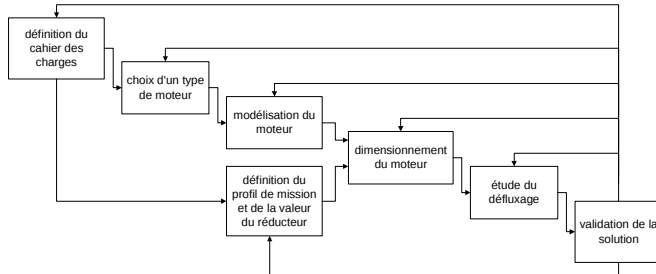


Fig. 3 : méthode globale de "conception-optimisation" (réf.[14])

La méthode utilisée pour aboutir aux dimensions et à la commande d'une machine Synchrel remplissant le cahier des charges est schématisé dans la figure 3. Une fois le cahier des charges défini et le choix d'un type de moteur réalisé, l'étape suivante consiste à modéliser le moteur. Du profil de mission et du réducteur obtenus à partir du cahier des charges, il est possible de déterminer les valeurs des points 1 et 2 nécessaires pour procéder au dimensionnement. Si, par défluxage, il est possible d'atteindre les points de fonctionnement 1 et 2, alors la machine ainsi dimensionnée est retenue comme pouvant convenir. Si au contraire, les deux points de fonctionnement ne sont pas validés ou si l'inertie qui a été estimée (voir paragraphe IV-C) ne sont plus valides, alors les paramètres et l'inertie définis lors du dimensionnement moteur sont modifiés. Si malgré tout, aucune solution plausible n'est trouvée, alors les contraintes définies dans le cahier des charges sont ré-analysées afin de voir lesquelles peuvent être modifiées.

Parmi toutes les solutions pouvant convenir, la solution retenue est celle qui permet de minimiser le stress thermique.

##### B. Profil de mission

D'après la figure 3, une fois le modèle de la machine défini, pour débuter le dimensionnement du moteur, il est nécessaire de connaître le profil de mission pour un réducteur donné. La détermination du profil de mission se décompose selon deux points : le profil de vitesse et le profil de couple.

Pour chaque cas de fonctionnement (charge et temps de réponse donnés), on définit un profil de vitesse et on calcule pour une inertie estimée l'évolution : du couple moteur, de la position, de la puissance instantanée et l'espace couple-vitesse correspondant.

Le couple pour lequel est dimensionné le moteur est régi par l'équation suivante :

$$C_m = C_r + J \frac{d\Omega}{dt} \quad (3)$$

Le profil minimisant la puissance instantanée est retenu. Diverses restrictions sont programmées :

- le couple de freinage ne doit pas être plus élevé, en valeur absolue, que le couple d'accélération
- la puissance négative ne doit pas être plus grande, en valeur absolue, que la puissance à l'accélération.

Le profil de vitesse en lui-même peut être de plusieurs types, tous représentés sur la figure 4 : trapèze symétrique ou asymétrique et triangle symétrique ou asymétrique.

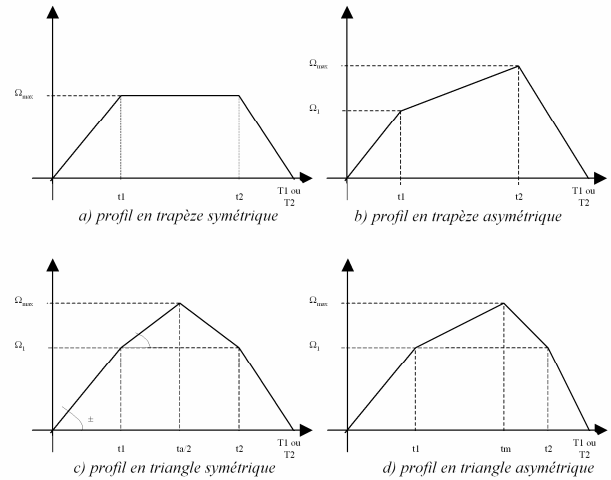


Fig. 4 : différents types de profil de vitesse envisageable

Dans le cas du triangle (resp. trapèze) asymétrique, l'accélération (resp. la décélération) se fait en deux fois. Ceci permet d'avoir une accélération plus faible pour atteindre la vitesse maximale. Le profil de vitesse est alors entièrement défini par  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_m$  et  $\Omega_1$ . La vitesse maximale  $\Omega_m$  est alors recalculée pour assurer la course  $d$  dans le temps  $T_1$  ou  $T_2$ .

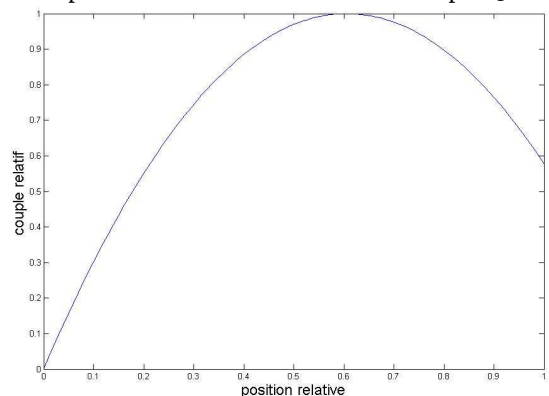


Fig. 5 : couple résistant en fonction de la position (valeurs relatives)

D'autre part, à chaque instant, le couple résistant est fonction de la position du moteur selon la courbe de la figure 5. La valeur du couple résistant ramené au moteur dépend du réducteur et du cas de charge considéré mais présente toujours la même allure. Ce couple possède une valeur maximale à  $\frac{2}{3}$  de la course.

La recherche du profil de vitesse se fera de manière à obtenir une puissance pour la pleine accélération inférieure ou égale à la puissance pour la charge maximale ( $\frac{2}{3}$  de la course), limitant ainsi la puissance de dimensionnement tout en assurant le déplacement le plus rapide possible.

Dans le cas de charge 1 (fort couple, voir figure 8), la puissance à fournir lorsque le couple est à son maximum est si grande que même sous la plus grande accélération

autorisée, la puissance au démarrage reste inférieure à la puissance nécessaire lorsque le couple est à son maximum. Le profil de vitesse retenu (voir figure 8) consiste alors à accélérer pour monter jusqu'à la vitesse maximale. Celle-ci sera alors constante pendant toute la durée du déplacement (profil trapézoïdale symétrique).

Dans le cas de charge 2 (couple faible, voir figure 8), le temps imparti pour réaliser le déplacement est plus court, la vitesse maximale devra donc être plus grande, ce qui tend à faire augmenter le couple moteur au démarrage. D'autre part, le plus grand couple résistant est suffisamment faible pour être égal ou inférieur au couple moteur au démarrage correspondant à une accélération trop grande. Dans ce cas, la façon d'atteindre la vitesse maximale va énormément conditionner la puissance requise. Le profil de vitesse minimisant la puissance instantanée est le profil trapézoïdal asymétrique (voir figure 8). En effet, ce type de profil permet de répartir la montée en vitesse sur une plus grande plage de temps et donc permet de répartir le couple moteur servant à fournir l'accélération de telle façon que le couple moteur soit plus élevé au démarrage, lorsque la vitesse est faible, et plus petit lorsque le rotor est en position où le couple est maximal où la vitesse plus grande. De cette façon, la puissance au démarrage et la puissance lorsque le couple résistant est maximal sont égales. Diminuer l'une ne fait qu'augmenter l'autre et donc fait augmenter la puissance instantanée maximale.

A partir de ces profils de vitesse, le point de plus grande puissance instantanée est alors connue pour chaque cas de charge. Le point de plus grande puissance instantanée dans le cas 1 nous permet de dimensionner le moteur tandis que ce même point de plus grande puissance instantanée dans le cas 2 nous permet de vérifier si le cas de fonctionnement à haute vitesse et faible couple est atteignable par défluxage de la machine dimensionnée.

### C. Détermination de l'inertie ramenée à l'arbre moteur

En se référant à la figure 3, on constate que pour définir un point de dimensionnement il est nécessaire d'avoir au préalable déterminé un espace couple-vitesse. Le couple moteur, défini dans l'équation (3), dépend du couple résistant, de l'accélération définie par le profil de vitesse et de l'inertie.

Dans la démarche de dimensionnement, l'inertie est une grandeur qui nécessite un bouclage.

L'inertie ramenée au moteur est régie par l'équation suivante :

$$J = J_{\text{rotor}} + J_{\text{pièces}} + \frac{J_M}{\eta_M R_M^2} + \frac{M_T}{\eta_M \eta_T R_M^2 R_T^2} \quad (4)$$

Or, dans notre cas, les rapports de réduction  $R_M$  et  $R_T$  sont suffisamment grands pour considérer les termes  $\frac{J_M}{\eta_M R_M^2}$  et  $\frac{M_T}{\eta_M \eta_T R_M^2 R_T^2}$  comme de faible importance devant l'inertie du rotor et des pièces qui lui sont solidaires.

A ce point de l'étude le rayon du rotor n'est pas encore fixé. L'inertie est donc une inconnue. Or, il est nécessaire de

la connaître afin de pouvoir commencer le dimensionnement et déterminer le rayon du rotor.

Pour initialiser le dimensionnement, l'inertie est donc estimée par une valeur plausible, en fonction de l'ordre de grandeur du rayon du rotor.

A partir de cette estimation, nous pouvons définir les points de fonctionnement 1 et 2 et la géométrie du moteur. Dans l'étape « vérification de la solution » (fig. 3), la valeur réelle de l'inertie est comparée à la valeur estimée. Si ces deux valeurs ne sont pas cohérentes, la valeur estimée de l'inertie est modifiée et le calcul du profil de mission (profil de vitesse et profil du couple) ainsi que le dimensionnement de la machine sont lancés à nouveau jusqu'à ce que l'inertie estimée et l'inertie réelle convergent.

En pratique, ces valeurs convergent en quelques itérations.

### D. Etude de sensibilité

Dans les paragraphes précédents, notre but était de déterminer le profil de vitesse minimisant la puissance instantanée maximale pour un rapport de réduction ( $N_{tr}$ ) et des temps de réponse fixés ( $T_1$  et  $T_2$ ).

Cependant, les paramètres  $N_{tr}$ ,  $T_1$  et  $T_2$  influent eux aussi sur la puissance maximale nécessaire pour remplir la fonction. Cette puissance peut conduire à trouver un dimensionnement moteur ne remplissant pas les critères d'encombrement du cahier des charges. L'étape « validation de la solution » de la démarche « conception-optimisation » (voir fig. 3) n'est alors pas validée.

Le but est alors de rendre la puissance demandée compatible avec la puissance disponible en jouant sur les paramètres  $N_{tr}$ ,  $T_1$  et  $T_2$ .

Concernant le cas de charge 1, le seul moyen de diminuer la puissance nécessaire est d'augmenter le temps de réponse (voir fig. 6). D'autre part, plus  $N_{tr}$  augmente, plus le couple diminue tandis que la puissance est globalement constante. La diminution de couple maximal, lié à l'augmentation du nombre de tours, nous permet de trouver des dimensionnements moteur nous autorisant à atteindre ledit couple pour un courant inférieur ou égal 30A.

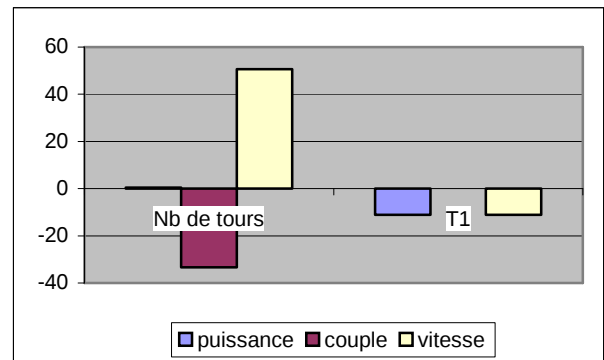


Fig. 6 : variation relative de la puissance, du couple et de la vitesse demandés au point 1 (en%). Le nombre de tours varie de 10 tours à 15 tours. le temps  $T_1$  augmente de 12.5% de sa valeur nominale.

En revanche, lorsque le  $N_{tr}$  augmente, la puissance nécessaire dans le cas 2 (faible couple résistant) augmente (voir fig. 7). En effet, puisque le couple résistant est faible, l'augmentation du nombre de tours fait augmenter la vitesse

maximale à atteindre et donc l'accélération. Ici encore l'augmentation du temps de réponse permet de faire diminuer, entre autre, la puissance nécessaire.

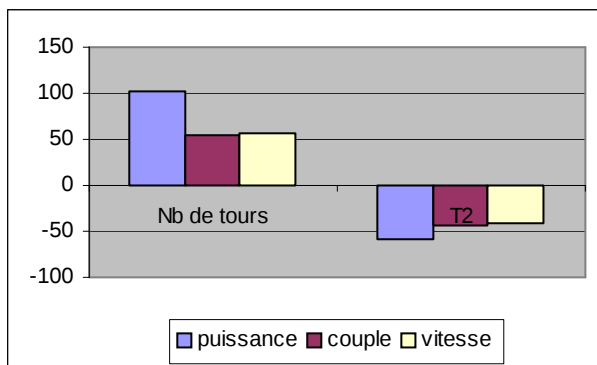


Fig. 7 : variation relative de la puissance, du couple et de la vitesse demandés au point 2 (en %). Le nombre de tours varie de 10 tours à 15 tours. le temps  $T_2$  augmente de 50% de sa valeur nominale.

Le nombre de tour reste le même entre le cas de charge 1 et le cas de charge 2. Lorsque l'on augmente  $N_r$  afin de diminuer la puissance nécessaire dans le cas 1, on augmente en même temps la puissance nécessaire dans le cas 2. Or le défluxage se fait au mieux à puissance constante d'où  $P_2 \leq P_1$ . Il est donc nécessaire d'augmenter le temps de réponse  $T_2$  afin de compenser l'augmentation de  $P_2$  dû à l'augmentation de  $N_r$  et de garder  $P_2$  inférieure à  $P_1$  fait augmenter le temps de réponse  $T_2$ .

Le compromis optimal se trouve donc être le nombre de tours minimal faisant correspondre le couple  $C_1$  au couple maximal disponible et les temps de réponse tels que  $P_1 = P_2 = P$  où  $P$  est la puissance maximale d'une MSR dans l'espace considéré.

## V. CONCLUSION

En conclusion, cet article a présenté une étude du choix d'un type de moteur et une méthode globale de dimensionnement d'actionneur automobile sous fortes contraintes. La méthode a permis de trouver un motoréducteur et deux profils de commandes répondant au cahier des charges, spécifique pour ces deux cas de charges

différents et variables selon la position. Cette approche globale a permis d'obtenir des temps de trajets satisfaisants pour les deux cas de charges différents.

## RÉFÉRENCES

- [1] AC Motors for High-Performance Drives: A Design-Based Comparison, Vagati A., Fratta A., Franceschini G., Rosso P., *IEEE trans. on ind. app.*, vol. 32, N° 5, September/October 1996
- [2] Design of a synchronous reluctance motor drive, Miller T.J.E., Hutton A., Cossar C., Staton D.A., *IEEE Trans. on Ind. app.*, vol. 27, N° 4, July Aug 1991
- [3] Contribution à la conception et à la commande des machines synchrones à double excitation, thèse Amara Y., Laboratoire d'Electricité, Signaux et Robotique de l'ENS de Cachan, déc. 2001
- [4] Torque Prediction Using the Flux-MMF Diagram in AC, DC, and Reluctance Motors, Staton D.A., Deodhar, R.P., Soong W.L., Miller T.J., *IEEE trans. on ind. app.*, vol. 32, N°1, January/February 1996
- [5] Theory and performance of reluctance motors with axially laminated anisotropic rotors, Cruickshank A.J.O., Anderson A.F., Menzies R.W., *PROC. IEE*, vol. 118, N° 7, July 1971
- [6] Optimisation des performances des machines synchro-reluctantes par réseaux de perméances thèse RAMINOSOA T., INP, L mai 2006
- [7] Design and performance of the solid rotor reluctance machines, ZAÏM M.E., *Electric Power Components and Systems*, January 2001
- [8] Rotor design optimisation of synchronous reluctance machine, Matsuo T., Lipo T. A., *IEEE Trans. on Energy conv.*, vol. 9, N° 2, June 1994
- [9] Permanent magnet assisted synchronous reluctance motor design and performance improvement, thèse de P. Niazi, Isfahan University of Technology (IUT), Isfahan, Iran
- [10] Design and field-weakening performance of permanent magnet/reluctance motor with two part rotor, Chalmers B.J., Akmerek R., Musaba L., *IEE Proc Electric Power app.*, Vol. 145, N° 2, March 1998
- [11] Inductance of cageless reluctance synchronous machines having non sinusoidal space distributions, Chiba A., Nakamura F., Fuko T., Rakman M.A., *IEEE Trans. on Ind App*, Vol. 27, N° 1, jan/fev 1991
- [12] Control of Synchronous Reluctance Machines, Betz R. E., Lagerquist R., Jovanovic M. Miller T. J. E. and Middleton R. H., *IEEE Trans. on ind. app.*, vol. 29, N° 6, november/devember 1993
- [13] Design of low-torque ripple synchronous reluctance machine, Vagati A., Pastorelli M., Franceschini G., Petrache S.C., *IEEE Trans. on Ind. app*, vol.34 N° 4 July Aug 1998
- [14] Optimisation directe de systèmes hétérogènes, thèse de Feferman Y., LEEI et LAAS, décembre 2002

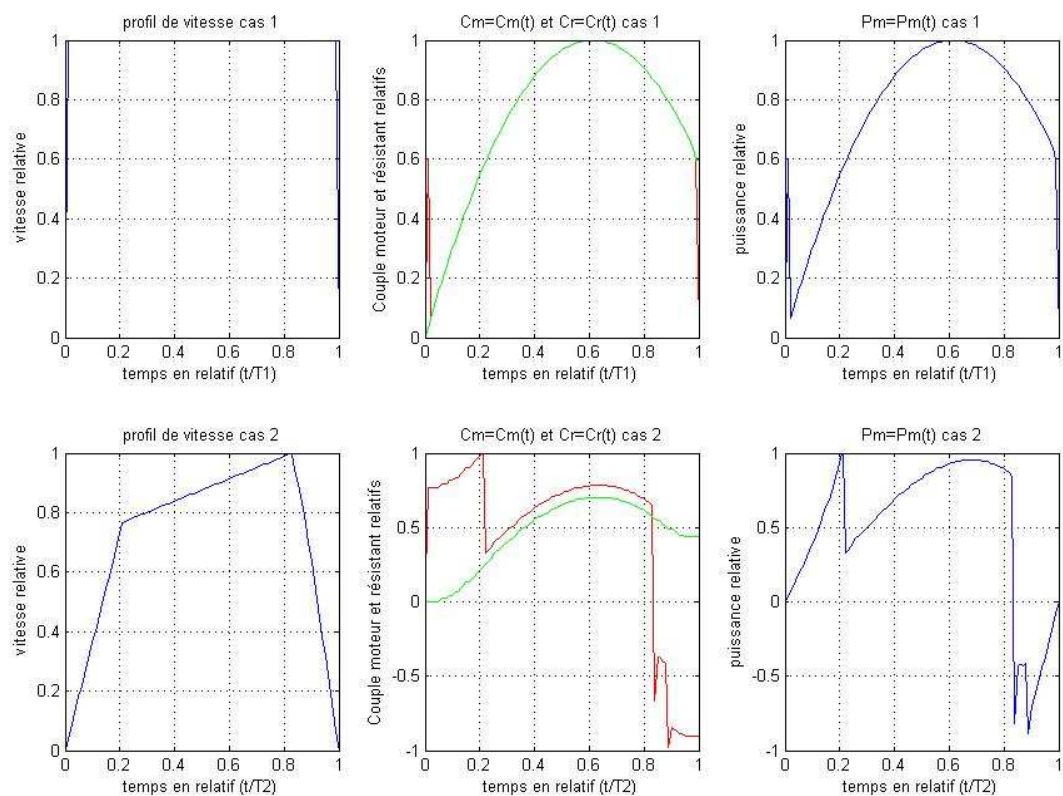


Fig. 8 : résultat de détermination de profil de mission