Actionneurs linéaires directs et indirects

H. Ben Ahmed, B. Multon, M. Ruellan
Antenne de Bretagne de l'ENS Cachan - SPEELabs/SATIE (UMR 8029 CNRS)
Campus de Ker Lann, 35170 BRUZ
'nom'@bretagne.ens-cachan.fr

Résumé— Cet article met en parallèle les deux grandes familles d'actionneurs électriques linéaires, ceux à entraînement direct (la force motrice est directement produite par les champs magnétiques) et ceux indirects dans lesquels c'est en général un moteur électrique tournant qui convertit l'énergie électrique en énergie mécanique. C'est alors un système mécanique ou hydraulique qui effectue la transformation en mouvement linéaire. La comparaison porte principalement sur deux catégories de performances, celles d'encombrement et celles, dynamiques, d'accélération. Les effets d'échelles sur ces caractéristiques font l'objet d'une attention particulière. Le cas des actionneurs linéaires directs est détaillé, les auteurs montrent notamment la diversité des principes de conversion électromagnétiques et des architectures. Quelques calculs simplifiés montrent les grandes lignes de leur dimensionnement ainsi que les ordres de grandeurs de leurs performances.

I. INTRODUCTION

Dans de nombreuses applications, il est nécessaire de disposer d'un mouvement de translation [1, 3, 4]. Comme l'illustrent les différents graphiques de la figure 1 [2], l'étendue des performances souhaitées, aussi bien en termes de puissance que de course, est très élevée allant des applications à très forte accélération telles que les lanceurs électromagnétiques (≅1000 g), à celles exigeant de très grandes vitesses de déplacement tels que les trains à propulsion magnétique (≈100m/s), en passant par les systèmes nécessitant un positionnement précis ($\approx \mu m$, industrie électronique), ou encore une poussée importante tels que l'usinage ($\approx 10kN$) ou les actionnements aéronautiques [5] où la minimisation de la masse est un critère essentiel.

On peut classer les solutions adoptées en deux familles :

- entraînements **indirects** : ils nécessitent un organe de transmission et de conversion mécanique entre l'actionneur rotatif et sa charge en translation et restent très employés actuellement car ils sont généralement le moins coûteux. Dans le domaine aéronautique, des systèmes électriques à interface hydraulique se répandent.
- entraînement **directs** : ils visent à simplifier la chaîne de transmission par la suppression de l'organe intermédiaire. Dans ce cas, ce sont de véritables actionneurs linéaires électromagnétiques

Les solutions mettant en œuvre des dispositifs mécaniques et/ou hydrauliques intermédiaires de transformation (réducteur, vis écrou, pompe+vérin) offrent généralement des performances massiques élevées, car l'actionneur électrique peut tourner vite et être très compact. Mais les organes intermédiaires introduisent des limites de performances dynamiques (bande passante mécanique) et des inconvénients tels que l'usure, le bruit ou une fiabilité réduite.

Les solutions d'entraînement linéaire direct sont quant à elles limitées par des considérations physiques (magnétiques, thermiques, …). Ces limitations interviennent différemment selon le type d'actionneur et selon son architecture.

La figure 1 (issue de [2]) montre un panorama des performances requises en fonction des secteurs d'application.

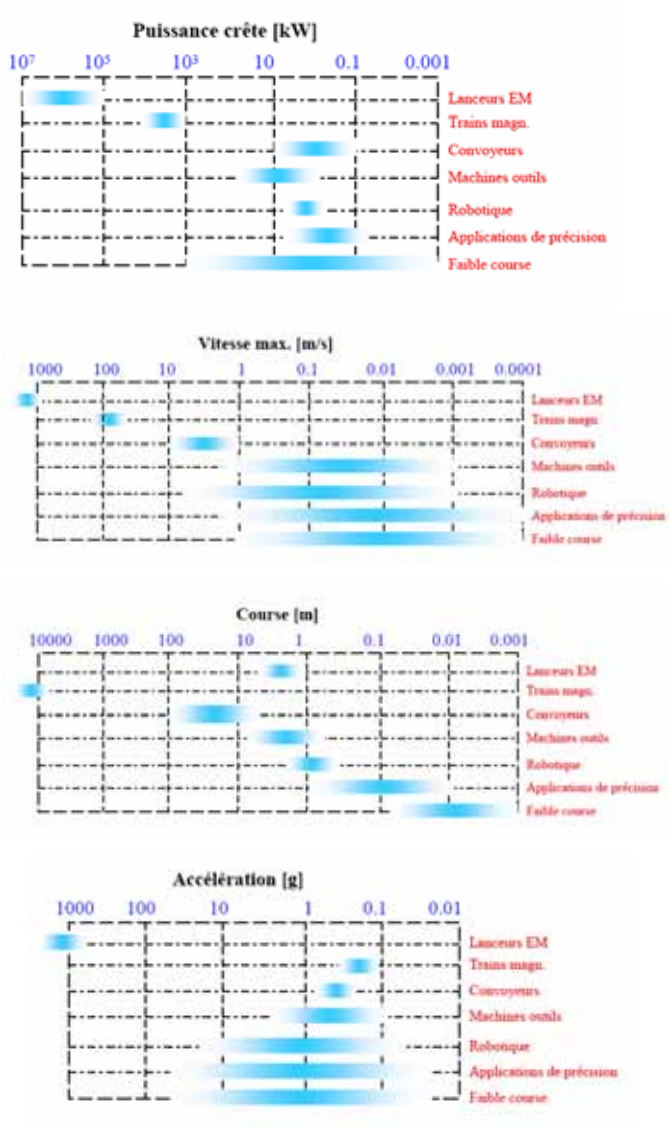


Fig. 1. Quelques ordres de grandeurs de performances attendues des actionneurs linéaires [2]

En guise de préambule, considérons la puissance volumique développée par un actionneur linéaire direct quelconque. Celle-ci peut, d'une manière générale, s'écrire :

$$\frac{P}{V_a} = \left(\frac{F}{S_a}\right).\left(\frac{v}{\ell}\right) \qquad (1)$$

où F est la force moyenne motrice, S_a la surface active (surface d'interface entre la partie fixe et la partie mobile, siège des échanges d'énergie et des forces), v la vitesse de déplacement de la partie mobile, ℓ est une dimension caractéristique de l'actionneur de volume actif V_a (voir Fig. 2) :

- Pour un actionneur cylindrique **tournant** (figure 2a), $F/S_a \equiv \sigma_t$ représente la pression tangentielle. $v/\ell = v_p/R_e = \Omega$ est la vitesse de rotation. Ainsi, le rapport P/V_a correspond à la puissance ramenée au volume rotorique (cylindrée) ;
- Pour un actionneur **linéaire** dont le déplacement est normal à la surface active (figure 2b), $F/S_a \equiv \sigma_n$ représente la pression normale et ℓ correspond à la course ;
- Pour un actionneur **linéaire** dont le déplacement est tangent à la surface active (figure 2c), $F/S_a \equiv \sigma_t$ est la pression tangentielle, et $\ell \equiv h$ est la hauteur de l'actionneur (diamètre du *mover* pour un actionneur tubulaire).

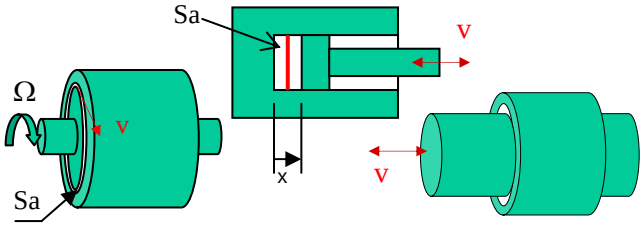


Fig. 2. Schémas d'actionneurs : (a) tournant cylindrique, (b) linéaire à déplacement normal, (c) linéaire à déplacement tangent

En utilisant l'expression (1), on peut qualitativement comparer les performances intrinsèques de différentes technologies d'entraînement dans le plan *pression-vitesse relative*. C'est ce qui est indiqué sur la figure 3 [6].

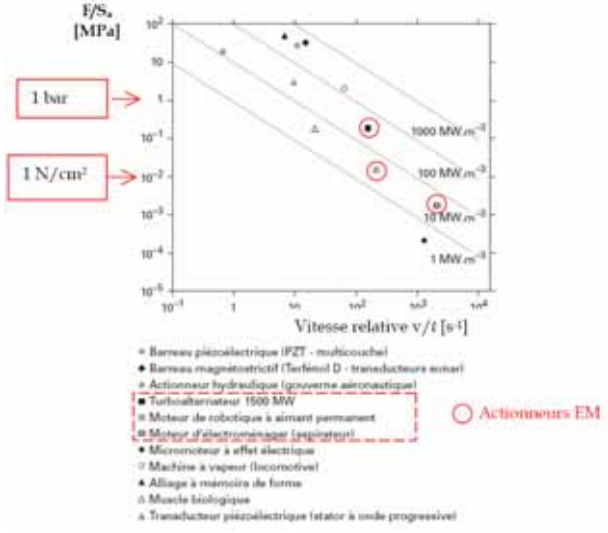


Fig. 3. Ordres de grandeurs des efforts surfaciques et des vitesses relatives pour quelques technologies de convertisseurs électromécaniques [6]

Ce graphique montre ainsi, que dans les entraînements électromagnétiques (EM), la puissance volumique générée est de l'ordre de **100 MW/m^3**, pour des « vitesses relatives » de 10^2 à 10^3 s^{-1}. Les pressions magnétiques obtenues sont de l'ordre de quelques N/cm². Dans les entraînements hydrauliques, malgré des pressions élevées (100 à 1000 fois supérieures), la limitation en vitesse relative (quelques s^{-1}) ne permet pas d'obtenir des puissances volumiques très importantes. Ces dernières sont en effet du même ordre de grandeur que celles des systèmes EM.
Signalons cependant que ce diagramme ne tient pas compte des effets d'échelle éventuels liés aux types de convertisseurs. C'est ce que nous allons examiner dans la suite de cet article en nous intéressant particulièrement aux actionneurs linéaires électromagnétiques directs et indirects après un bref rappel du principe de conversion et des topologies existantes.

II. ENTRAINEMENTS ELECTROMAGNETIQUES INDIRECTS

A. *Principe*

Les solutions industrielles les plus répandues pour la réalisation d'actionneurs linéaires linéaires sont à entraînements indirects. Il s'agit souvent d'accoupler un moteur tournant (classique) à la charge par l'intermédiaire d'un système de transformation mécanique de mouvement rotation/translation. Parmi les systèmes intermédiaires, on peut citer les systèmes bielle-manivelle, pignon-crémaillière et vis-écrou (le plus employé, figure 4). On associe généralement au moteur tournant un système de réduction ou de démultiplication de la vitesse.

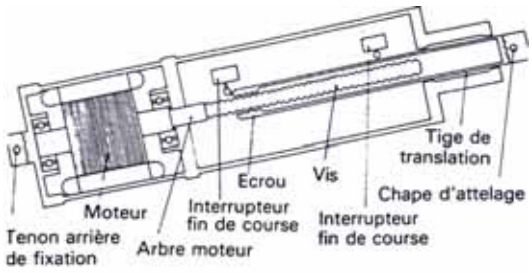


Fig. 4 Schéma de principe d'un entraînement indirect à transmission vis-écrou

La figure 5 illustre un vérin électrique à prise indirecte transformant l'action rotative d'un moteur par réducteur de vitesse et vis à billes.



Fig. 5 Exemple de vérin électrique à prise indirecte – doc. Linak [2]

Ce mode d'entraînement offre l'avantage d'utiliser une machine standard (alimentée directement par une source d'énergie ou via un variateur électronique), de permettre éventuellement l'éloignement du moteur par rapport à la charge entraînée, et un coût minimal.
Pour les inconvénients, nous citerons principalement, la grande inertie résultante, le mauvais rendement à vitesse élevée, une précision réduite du positionnement (problème de jeu de transmission), la maintenance et les nuisances sonores. Cependant, il faut noter que des progrès sont régulièrement réalisés sur ces points.

L'effort volumique

Pour formaliser quelque peu ces différences, prenons le cas d'un système vis-écrou et examinons tout d'abord ses performances statiques. L'expression de la force exercée sur la charge linéaire en régime permanent peut s'écrire :

$$F = C_m.\eta_t k_t \tag{2}$$

où C_m est le couple du moteur tournant, $k_t = \Omega_m / v$ est le « facteur de transformation » de la transmission mécanique. Sa valeur est liée au pas de vis τ_v :

$$k_t = \frac{2\pi}{\tau_v}.\left(\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right) \tag{3}$$

η_t le rendement énergétique de l'ensemble vis-écrou et multiplicateur de vitesse (s'il existe), v, Ω_m et Ω_v sont respectivement les vitesses de translation de la charge, de rotation du moteur et de rotation de la vis.

Notons que le système vis-écrou devra être réversible, c'est-à-dire que le mouvement peut être réalisé à la fois sous l'action d'un couple (fonctionnement moteur) sur les parties tournantes ou sous celle d'une force (fonctionnement frein récupératif) sur l'axe linéaire. Les systèmes vis à billes, ayant un coefficient de frottements très faible, sont généralement réversibles. A l'inverse, les systèmes à vis trapézoïdales à un filet sont souvent non réversibles. Dans ce dernier cas, la réversibilité impose une forme de filet particulière. Si l'on note par ξ l'angle d'hélice lié au pas de vis τ_v et au rayon moyen de la vis r_{moy} [1] ($\tan(\xi) = \frac{\tau_v}{2\pi r_{moy}}$), le rendement du système vis-écrou s'écrit alors [31] :

$$\eta_t = \begin{cases} \dfrac{\tan(\xi)}{\tan(\xi+\chi)} & \text{couple appliqué (moteur)} \\ \dfrac{\tan(\xi-\chi)}{\tan(\xi)} & \text{effort axial appliqué (générateur)} \end{cases} \tag{4a}$$

où χ est lié au coefficient de frottements f_r et à l'angle de filet β par : $\tan(\chi) = \dfrac{f_r}{\cos(\beta)}$.

Ainsi, la condition de réversibilité (pour laquelle $\eta_t \geq 0$) s'exprime par :

$$\xi \in \left[\chi \div \pi/2 - \chi\right] \tag{4b}$$

Le rendement ainsi que la plage de réversibilité d'un tel système décroissent ainsi rapidement avec le coefficient de frottements. En outre, le rendement est maximal pour un angle d'hélice ξ proche de $\pi/4$ (cf. figure 6).

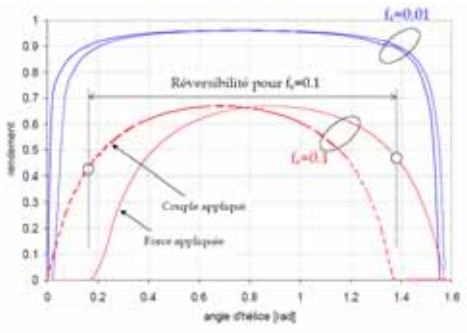


Fig. 6 Exemple de rendement d'un système vis-écrou de type « vis trapézoïdales » [31]

La loi de variation du couple d'un moteur tournant cylindrique classique, c'est-à-dire l'évolution du couple en fonction de ses dimensions principales, est donnée par (5) [18] (le diamètre du moteur est ici supposé évoluer proportionnellement à la longueur active ℓ) :

$$C_m \propto (\ell)^{7/2} \propto (V_a)^{7/6} \tag{5}$$

Nous pouvons en déduire l'évolution de la force volumique du seul moteur tournant (donc **hors volume du système de transformation**) :

$$F/V_a \propto F^{1/7}.\left(\frac{\eta_t}{\tau_v}\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right)^{6/7} \tag{6a}$$

Ou encore celle du volume actif du moteur rotatif :

$$V_a \propto \left[F.\frac{\tau_v}{\left(\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right).\eta_t}\right]^{\frac{6}{7}} \tag{6b}$$

Ainsi, à pas de vis, rapport de réduction et rendement constants, le volume du moteur, donc sa masse, sont presque proportionnels (exposant 6/7 = 0.86) à la force d'entraînement souhaitée. Ce volume décroît lorsque le rendement du système vis-écrou s'améliore et quand le « facteur de transformation » augmente. En particulier, minimiser le volume du moteur impose un pas de vis faible [2] et/ou un facteur de démultiplication de vitesse élevé. On fera cependant attention à la dégradation du rendement et à l'augmentation du volume du système de transformation et de démultiplication qui résulte d'un accroissement du « facteur de transformation ». Enfin, l'accroissement du facteur de transformation k_t entraîne, à vitesse de translation donnée (imposée généralement par le Cahier des Charges), l'augmentation de la vitesse de rotation Ω_m et donc l'énergie cinétique emmagasinée dans les parties tournantes. La valeur maximale de k_t est donc tributaire de la vitesse maximale de rotation admise par le moteur tournant.

Exemple d'application :
Pour un moteur à aimants développant un couple de 1 N.m, ayant une inertie de 5.3 10^{-4} kg.m² et un volume total de 0.6 litres (masse moteur 3 kg), on obtient une force sur la charge linéaire de 630 N et une force volumique de 1 kN/dm³ pour un pas de vis de 10 mm et sans multiplicateur de vitesse. Dans cet exemple, le facteur de transformation étant de 630 rad/m, la vitesse de rotation du moteur devra donc être égale à 6300 tr/min pour une vitesse de translation de 1 m/s.
L'obtention d'une force 2 fois plus grande impose, à pas de vis constant, d'augmenter le couple moteur d'un facteur 2 et son volume d'un facteur $(2)^{6/7}$=1,8 ou alors d'intercaler un réducteur mécanique et d'accroître sa vitesse de rotation.

L'accélération linéaire

Concernant les performances dynamiques, celles-ci sont comparées simplement à partir des capacités d'accélération des différentes solutions.

Reprenons le cas d'entraînement indirect vis-écrou. L'équation mécanique côté moteur tournant s'écrit en négligeant toutes les pertes mécaniques et en supposant qu'il n'y a pas d'effort résistant autre que celui dû à la masse à déplacer (M.γ) :

[1] La valeur de r_{moy} est notamment fonction du couple transmis.

[2] La valeur du pas de vis devra cependant respecter les conditions de réversibilité et de rendement vues précédemment.

$$C_m = \gamma\left[J_m\left(\frac{\Omega_m}{v}\right) + \frac{M}{\eta_t\left(\Omega_m/v\right)}\right] \qquad (7)$$

où M est la masse à déplacer, J_m est l'inertie du moteur tournant (celle du réducteur mécanique est négligée) et $\gamma = dv/dt$ est l'accélération de la charge en m/s².

Sur la figure 7, sont représentées l'accélération à couple donné et le couple à accélération donnée en fonction du « facteur de transformation » $k_t = \frac{\Omega_m}{v}$. Sont indiquées également les points optimaux que sont : l'accélération maximale γ_{max}, le couple minimal C_{min} et le facteur de transformation optimal $(k_t)_{opt}$. Les valeurs de ces paramètres sont obtenues à partir de la relation (7) en résolvant l'équation $\frac{\partial C_m}{\partial\left(\frac{\Omega_m}{v}\right)} = 0$. On obtient alors :

$$\gamma_{max} = \frac{C_m}{2\sqrt{M.J_m/\eta_t}},\quad C_{min} = 2\gamma.\sqrt{M.J_m/\eta_t},\quad (k_t)_{opt} = \sqrt{\frac{M}{J_m.\eta_t}} \qquad (8a)$$

On notera qu'à l'inverse de l'accélération angulaire obtenue par un moteur tournant (proportionnelle au rapport C_m/J_m), l'accélération linéaire est proportionnelle à $C_m/\sqrt{J_m}$.

Compte tenu de (3) et de l'expression de $(k_t)_{opt}$, maximiser les performances dynamiques de l'ensemble vis-écrou et démultiplicateur en fonction de la charge entraînée et du type de moteur utilisé revient donc à satisfaire la relation (8b).

$$\frac{\left(\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right)}{\tau_v} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{M}{J_m\eta_t}} \qquad (8b)$$

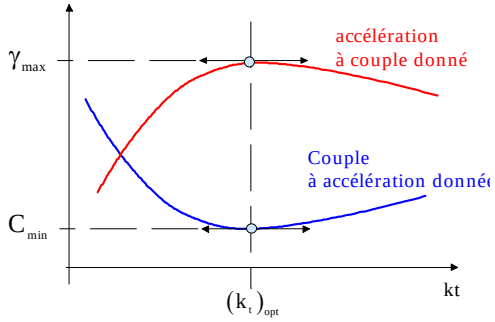


Fig. 7 Couple et accélération en fonction du facteur de transformation k_t

Sachant que $J_m = \frac{1}{2}M_m(R_m)^2 \propto (\ell)^5$ et connaissant la loi de variation du couple de la machine tournante (relation (5)), l'inertie en fonction du couple du moteur varie suivant la loi :

$$J_m \propto (C_m)^{\frac{10}{7}\approx 1.43} \qquad (9)$$

C'est ce qui est approximativement vérifié sur la figure 8 à partir des moteurs brushless à aimants terres-rares de Leroy-Somer.

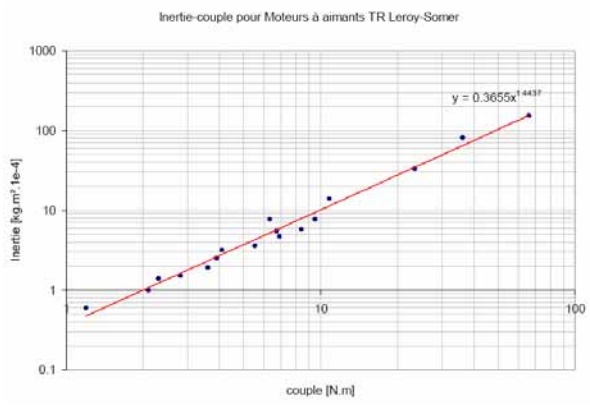


Fig. 8 Inertie en fonction du couple des moteurs brushless à aimants terres-rares de Leroy-Somer (échelle log-log)

Le rapport C_m/J_m, traduisant l'accélération angulaire maximale d'un moteur tournant, varie alors suivant la loi :

$$C_m/J_m \propto (C_m)^{-\frac{3}{7}\approx -0.43} \qquad (10)$$

Compte tenu de la relation (5) et celle de l'accélération maximale γ_{max} de la charge linéaire (voir (8a)), on peut montrer aisément (relation 11) que cette dernière augmente faiblement avec le couple du moteur d'entraînement.

$$\gamma_{max} \propto \ell.M^{-0.5} \propto (C_m)^{\frac{2}{7}\approx 0.28}.M^{-0.5} \qquad (11)$$

La figure 9 présente l'accélération linéaire maximale obtenue pour la série précédemment mentionnée de moteurs à aimants et pour une masse entraînée constante de 1 kg. Dans cet exemple, le moment d'inertie de la transmission a été négligé. Notons que la loi de variation donnée par (11) est ici bien vérifiée.

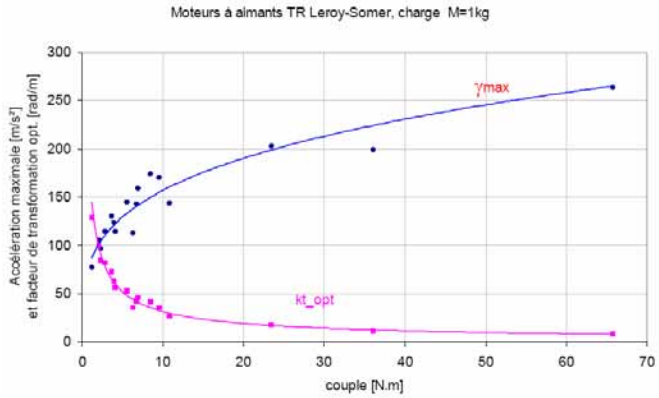


Fig. 9 Exemple d'accélération maximale obtenues avec les moteur brushless à aimants terre-rare de Leroy-Somer pour une charge entraînée de 1 kg (moment d'inertie de la transmission négligé).

En outre, l'augmentation du couple moteur n'améliore l'accélération que si le système vis-écrou a été ré-adapté (optimisé). Dans le cas contraire (à pas de vis identique), le gain en accélération peut être faible voire négatif comme illustré par la figure 10 ! Il est ainsi fondamental d'adapter le système mécanique de transformation aux caractéristiques de l'organe électromagnétique d'entraînement.

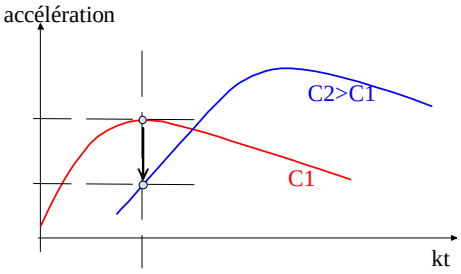


Fig. 10 Couple et accélération en fonction du facteur de transformation k_t

A partir des relations (5) et (11), ainsi que (8b), (9) et (10), on montre que le volume actif du moteur tournant (toujours sans considération du système de transformation) ainsi que les caractéristiques de l'ensemble mécanique intermédiaire varient en fonction de l'accélération imposée et de la masse entraînée suivant les lois :

$$V_a \propto \left(\gamma_{max}\right)^3 .M^{+\frac{3}{2}} \qquad (12a)$$

$$\frac{\tau_v}{\left(\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right)} \propto \left(\gamma_{max}\right)^{\frac{5}{2}} .M^{\frac{3}{4}} \qquad (12b)$$

Exemple d'application :
En considérant le même moteur que dans l'exemple précédent, l'accélération maximale obtenue pour une masse entraînée de 100 kg est de 2.2 m/s². Le facteur de transformation optimal correspondant est de 435 rad/m, ou encore un pas de vis optimal de 14.4 mm sans multiplicateur de vitesse. Le doublement de l'accélération nécessite d'augmenter le couple du moteur tournant d'un facteur $(2)^{7/2}$=11.3 (voir relation 11).

A masse entraînée donnée, le volume actif dédié à l'entraînement par moteur rotatif et donc son couple augmentent ainsi très rapidement en fonction de l'accélération souhaitée.

Concernant le système mécanique intermédiaire, l'optimisation des performances dynamiques impose un pas de vis d'autant plus grand et/ou un facteur de démultiplication d'autant plus faible que l'accélération imposée est importante (exposant $\pm$ 2.5). Ce résultat est en contradiction avec l'optimisation des performances statiques (relation 6b). Le choix de la vis et du multiplicateur de vitesse sont donc intiment tributaires de l'application envisagée.

III. ENTRAINEMENTS ELECTRO-HYDRAULIQUES INDIRECTS

A. *Principe*

Le principe général d'un entraînement électro-hydraulique (valable également dans une certaine mesure pour les systèmes pneumatiques) est la génération d'une poussée sur un piston à travers la mise sous pression d'un liquide dans une chambre. En introduction, la figure 11 en présente les principaux constituants d'un vérin classique double effet [19] totalement hydraulique.

Dans un actionneur électro-hydraulique,(EHA) la mise en pression de l'huile du vérin est réalisée au sein du système (voir figure 12) grâce à une pompe entraînée par un ensemble réducteur de vitesse éventuel et moteur électrique tournant. Cela permet d'éviter les lourdes conduites de fluide sous pression ainsi que la consommation d'énergie élevée de maintien en pression de toute un réseau d'alimentation en huile.

Pour des courses et des vitesses de déplacement faibles, le système d'entraînement électro-hydraulique peut être extrêmement compact. Un exemple est donné à la figure 13 représentant un actionneur dit de type EHA pour l'actionnement d'aileron (Airbus A320) [25].

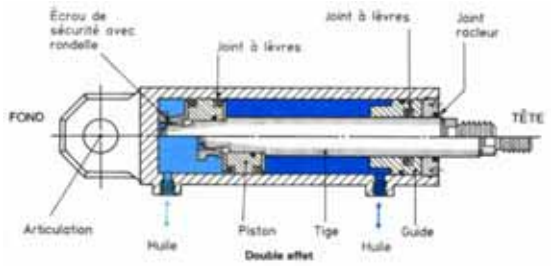


Fig. 11 Schéma général d'un vérin hydraulique classique double effet [19]

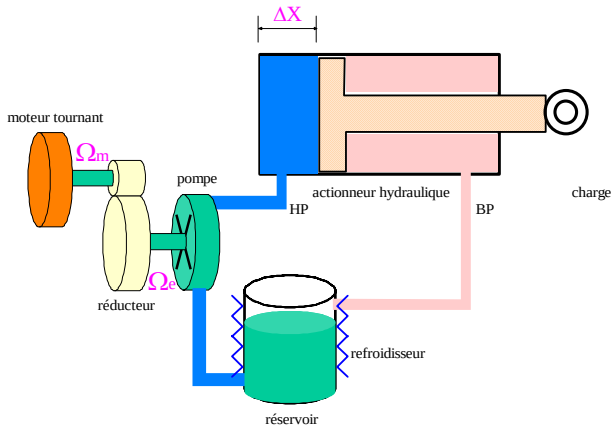


Fig. 12 Schéma de principe d'un entraînement électro-hydraulique

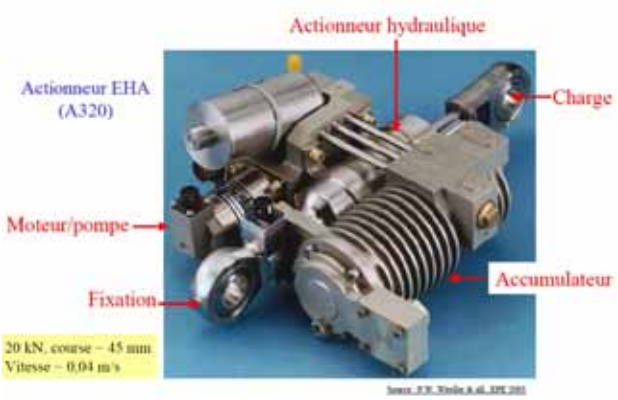


Fig. 13 Photo d'un actionneur de type EHA (Airbus A320 /Aileron) [25]

B. *Performances*

La force théorique générée dans ce type de système est directement liée à la pression σ_n du liquide dans la chambre de compression (en Pa, avec 1 Pa=10^{-5} bars=10^{-4} N/cm²) et à la section de la tige (pour un simple effet) ou du piston (pour un double effet) :

$$F = \sigma_n.S \qquad (13)$$

Les valeurs courantes de pression rencontrées sont de l'ordre de 100 bars (10000 N/cm²), ce qui donne pour un diamètre d'alésage de 100 mm, une poussée de l'ordre de 800 daN. Notons que pour les actionneurs pneumatiques, les pressions atteintes sont nettement moins importantes (quelques bars).

Ainsi, si l'on considère la pression réalisable limitée (100 à 300 bars), la force de l'actionneur impose directement la section du piston.
La force développée ramenée au volume de la chambre de compression s'écrit :

$$F/V_a = \frac{\sigma_n}{\Delta X} \quad \text{où} \quad V_a = S \times \Delta X \qquad (14)$$

A titre d'exemple, la figure 14 présente les performances volumiques d'un vérin hydraulique « pur » pour une pression limite de 100 bars. Ainsi, si l'on fait abstraction des éléments supplémentaires signalés précédemment (ceux-ci prennent un volume non négligeable dans le cas des déplacements de grandes courses), les entraînements hydrauliques présentent des forces volumiques et massiques nettement supérieures aux systèmes électromagnétiques pourvu que la course soit très faible (quelques cm). La force volumique (ramenée à la partie active, hors « rail ») des systèmes EM multi-pas est à l'inverse indépendante de la course.

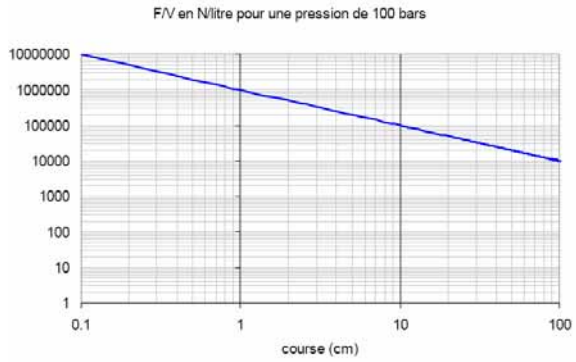


Fig. 14 Force volumique (N/dm^3) en fonction de la course (cm) d'un entraînement hydraulique (pression maximale = 100 bars)

La vitesse de déplacement v est quant à elle liée au débit d'huile Q (en m^3/s) et à la section du piston S :

$$v = \frac{Q}{S} \qquad (15)$$

Le débit souhaité conditionne directement la cylindrée V_p de la pompe ainsi que la section des canalisations hydrauliques. Dans le cas d'une pompe volumétrique, nous avons la relation :

$$Q = V_p.\Omega_p \qquad (16)$$

Les débits usuels sont de l'ordre de 1000 l/min obtenus pour des vitesses de rotation pompe allant de 100 tr/min (pompes lentes) à 10000 tr/min (pompes rapides) [26].

Précisons que le volume du réservoir (voir figure 12) est directement lié au débit par la relation empirique suivante :

$V_{rés} = 2.Q.t_0$ où $t_0 \approx 60$ s

Par conséquent, si l'on impose des valeurs limites de pression et de débit, la puissance de l'actionneur hydraulique est imposée, celles de la pompe et du moteur d'entraînement le sont également, au rendement de conversion près. La vitesse de déplacement varie donc suivant la loi :

$$v = \frac{Q.\sigma_n}{F} \qquad (17)$$

Notons que cette relation ne tient pas compte d'autres limitations liées notamment aux pertes « mécaniques » dues au cisaillement huile/piston.

Compte tenue de ces différentes limites et dans le cas de très fortes poussées, les vitesses de déplacements classiquement obtenues sont relativement faibles, de l'ordre de 0.2 m/s à 5 m/s.

IV. ENTRAINEMENTS ELECTROMAGNETIQUES DIRECTS

A. *Principe*

L'entraînement linéaire direct est aussi ancien que l'entraînement rotatif. Les différentes expériences réalisées depuis les années 1850 par les savants de l'époque (Arago, Tesla, Faraday, Ferraris, Van Depoele, Mershon, Zehden) ont concerné à la fois la mise en évidence des modes de conversion électromagnétique et de vrais systèmes pré-industriels, dont des actionneurs linéaires.

Comme le montre la figure 15, le moteur linéaire, utilisé pour l'actionnement direct, est un simple déroulement du moteur rotatif. De la même façon, il est parfaitement réversible du point de vue énergétique. Les modes et les conditions fondamentales de conversion électromagnétique, les moyens et principes d'alimentation ainsi que les modèles électriques équivalents sont rigoureusement identiques.

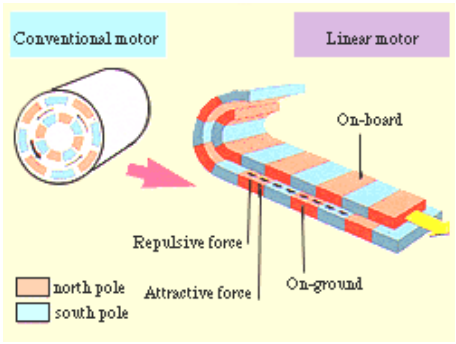


Fig. 15 Equivalence schématique entre un moteur tournant et un actionneur linaire

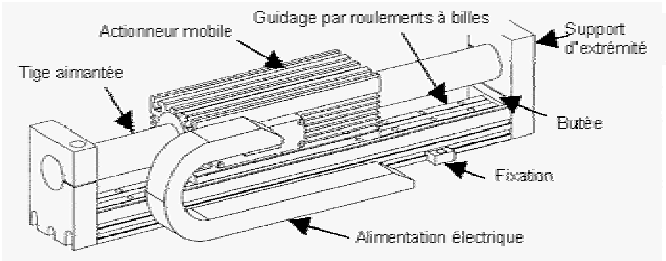


Fig. 16 Exemple de dispositif à entraînement linéaire direct tubulaire dans lequel c'est la partie alimentée qui est mobile et le « rail » est fixe (source : LinearDrives)

Il subsiste cependant quelques différences de second ordre ou d'ordre technologique. On peut noter :

- les circuits magnétiques fixes et mobiles sont « ouverts » ou finis ;
- des effets d'extrémité suivant les deux sens : le sens de déplacement (effets de longueur finie ou d'extrémité) et le sens perpendiculaire pour les architectures planes (effet de largeur finie ou de bord, comme dans les machines tournantes). Ce dernier effet est inexistant pour les architectures tubulaires ;
- les forces magnétiques d'attraction (composantes normales) non compensées pour les structures planes et à une seule surface d'entrefer ;
- le débattement nécessairement limité conférant aux actionneurs linéaires un fonctionnement difficilement qualifiable de permanent (sauf sur une voie ferroviaire à propulsion magnétique pouvant être considérée comme quasi-infinie) ;

- un entrefer plus important du fait des difficultés de guidage ;

- un auto-refroidissement de l'induit moins performant en cas de vitesses de translation relativement faibles.

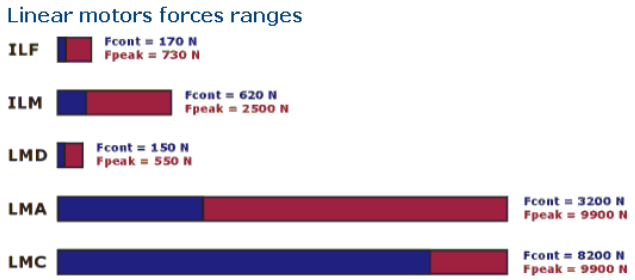
Plusieurs entreprises proposent aujourd'hui une large gamme d'actionneurs linéaires direct. Le tableau 1 issu de [2] donne une liste de fabricants de ce type d'actionneurs ainsi que la gamme de performances correspondantes (indiquée en force crête).

De manière un peu plus précise, nous donnons à la figure 17 la gamme d'actionneurs linéaires à aimants (force continue et force crête) fabriqués par ETEL (CH), l'un des leaders européens dans ce domaine.

Fabricants	Pays	Type (*)	Gamme (Force crête en N)
Aerotech	USA	PM, mono et bi-surface	102 à 4747
Airex Corp.	USA	PM, bi-surface	450 à 1100
Anorad Corp.	USA	PM, LI, DC mono et bi-surface	64 à 9000
Force	UK	LI, mono et bi-surface	110000
RTE S.A.	CH	PM, mono et bi-surface	100 à 11000
Applied Eng.	USA	PM, bi-surface	7 à 35
Linear Drives	UK	PM, tubulaire	20 à 375
GE Fanuen	Japon	PM, mono-surface	300 à 15500
MTS Automation	USA	PM, mono-surface	7 à 35
NSK-RIIP	Canada	PM, bi-surface	15 à 350
Phase	Italie	PM, mono-surface	200 à 300
Siemens	D	PM, mono-surface	550 à 20700
Trilogy Systems	USA	PM, mono-surface	67 à 2000

(*) PM : actionneur synchrone à aimants, LI : actionneur à induction, DC, actionneur à courant continu

TABLEAU 1. EXEMPLE DE FABRICANTS D'ACTIONNEURS LINEAIRES DIRECTS [2]



Série IL actionneurs à bobine mobile (autoportée)
Série LM actionneurs « classique » à aimants permanents, mono-surface
Tous les actionneurs sont à refroidissement naturel sauf la série LMC (ref. à eau)

Fig. 17 Gamme d'actionneurs linéaire du fabricant ETEL (CH) (http://www.etel.ch/linear)

B. Classification

Il est bien difficile et peut être même hasardeux de réaliser une classification exhaustive des convertisseurs électromécaniques d'énergie. Cependant, à partir de quelques critères simples fonctionnels et structurels définis suite à une analyse des nombreuses structures existantes, nous avons pu établir une sorte de nomenclature descriptive des actionneurs qui se veut être aussi générique que possible [8, 20, 22].
Rappelons tout d'abord qu'un convertisseur électromécanique d'énergie, indépendamment de son architecture, est un système dans lequel la conversion d'énergie électrique mécanique (réversible) est réalisée à partir d'une forme intermédiaire électromagnétique. D'une manière schématique (voir figure 18), la magnétisation du système, en particulier celle de l'entrefer, est réalisée à travers deux types de sources magnétiques que l'on qualifie de puissance (bobinages permettant les transferts vers la source électrique) et d'excitation (inducteur bobiné, réluctant, à aimants…). Dans le cas des dispositifs à excitation bobinée, la puissance électrique absorbée par le système d'excitation se limite à ses propres pertes.

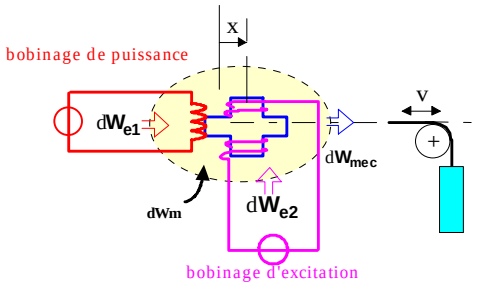


Fig. 18 Schéma de principe de conversion électromagnétique à deux sources magnétiques

1) Source magnétique d'excitation

La source de puissance étant nécessairement de type courant produit (alimentation), celle d'excitation, en revanche, peut être générée suivant différents procédés. En particulier, on peut distinguer celle **produite** par une alimentation (cas classique, bobinage d'excitation accessible) ou par une aimantation rigide (excitation par AP) et celle **induite** par la source de puissance (cas des actionneurs à induction par exemple). Ainsi, les principaux modes de génération de l'excitation peuvent être résumés dans le tableau 2 [9]. Sur les figures suivantes, sont donnés trois exemples d'actionneurs linéaires obéissant à cette première classification.

Source d'excitation		Non-dissipative	dissipative
Produite	Aimantation	MS et MCC à AP	---
	Courant	MS bobinée (supra)	MCC et MS bobinées et MAS généralisée
Induite	Aimantation	MRV pure	Machine à hystérésis
	Courant	---	MAS à rotor en CC

TABLEAU 2. CRITERES FONCTIONNELS [9]

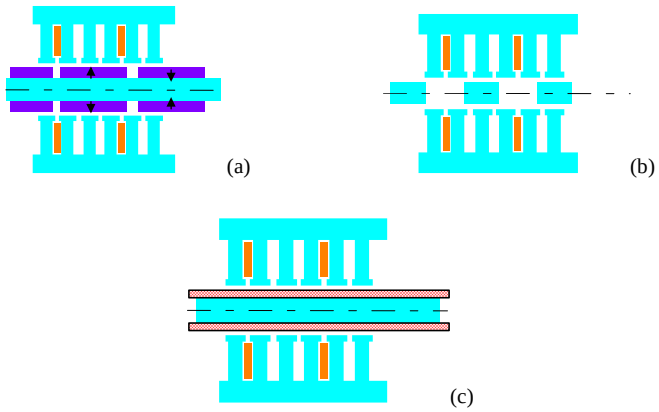


Fig. 19 Exemples d'actionneurs linéaires de structure tubulaires avec différentes sources d'excitation : (a) : à aimants permanents, (b) : à réluctance variable pure, (c) : à courants induits

Remarque :
Notons qu'à ce niveau, nous ne faisons pas de distinction entre machine à courant continu et machine synchrone. En effet, les principes de fonctionnement des deux modes de conversion sont identiques, seul le procédé technologique de génération des courants d'induit (dans les bobinages de puissance) est différent. Dans le cas de la MCC, ce procédé est entièrement mécanique (collecteur) faisant office aussi bien d'onduleur et de redresseur (fonctionnements moteur et générateur) que de capteur de position (autopilotage).

2) Alimentation/mouvement

Comme pour les structures tournantes, les structures à mouvement linéaire peuvent être analysées du point de vue de l'alimentation de leur(s) bobinage(s) de puissance. Il s'agit ici de comparer le pas de

conversion τ lié à la fréquence d'alimentation du bobinage de puissance (fondamental) à la longueur de la course totale du mobile notée X.

a) Actionneurs mono-pas

Dans cette première catégorie, les deux grandeurs caractéristiques définies précédemment sont très proches ($\tau/X \approx 1$). On trouve ici les actionneurs de type bobine mobile ou encore électroaimant (cf. figure 20).

Dans le cas des électro-aimants à réluctance variable (non polarisés), on montre que la force normalisée d'attraction peut s'écrire sous la forme simple :

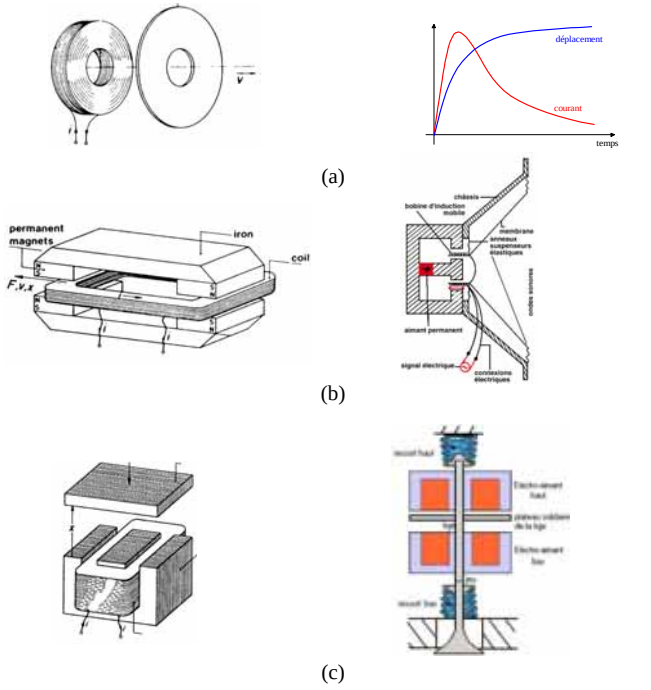


Fig. 20 Exemples d'actionneurs linéaires mono-pas et d'applications : à courants induits (a), à bobine mobile (b) (application : haut-parleur) et électroaimant à réluctance variable (c) (application : soupapes EM).

$$\frac{F}{F_0} = \left(\frac{nI}{nI_s}\right)^2 . \frac{\varepsilon^2}{(y+\varepsilon)^2} \qquad (18)$$

où y est la position relative des parties fixe et mobile, ε est un paramètre (entrefer équivalent) traduisant l'influence des entrefers parasites et de la chute de potentiel magnétique dans le circuit magnétique et F_0 est la force maximale obtenue pour un circuit magnétique saturé dont la valeur est donnée par :

$$F_0 = \frac{1}{2\mu_0}(B_s)^2 . S_{noy}$$

La figure 21 montre un exemple de caractéristiques force-déplacement d'un électro-aimant à noyau plongeur. Celle-ci fait appel à plusieurs commentaires :

- Dans un électroaimant non-polarisé, c'est la composante normale (à la surface d'entrefer) de la force qui est active à l'inverse des actionneurs muti-pas classiques, où c'est la composante tangentielle. La force générée est alors très sensible à la position et est très élevée pour un entrefer faible (noyau rentré). En effet, en prenant une induction de 1.4 T dans l'entrefer, la pression normale ($B^2/2\mu_0$) vaut approximativement 80 N/cm², dans les actionneurs classiques multi-pas, la pression tangentielle excède rarement les 10 N/cm² ;

- La caractéristique force-déplacement présente une forte non-linéarité en courant et en déplacement. Ceci pose un problème pour le contrôle de la position du noyau en particulier en régimes très dynamiques ;

- Enfin, cette même caractéristique présente une forte décroissance en fonction de la position du noyau. Pour un entrefer important, l'efficacité de l'actionneur se trouve ainsi très réduite.

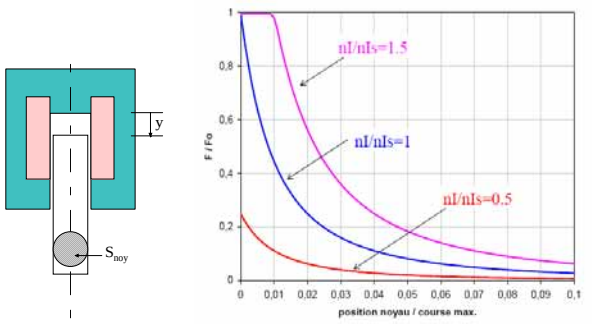


Fig. 21 Exemples d'actionneurs mono-pas : électroaimant à noyau plongeur et force normalisée correspondante (nIs est la FMM de saturation).

Notons que les actionneurs à bobines mobiles [39] (ou ceux à aimants mobiles), qui exploitent des aimants, offrent des caractéristiques beaucoup plus linéaires et présentent des aptitudes intéressantes pour le contrôle.

b) Actionneur multi-pas

Dans cette catégorie, il y a dissociation entre la fréquence d'alimentation et la course ($\tau/X << 1$). On trouve ici la grande majorité des actionneurs électromagnétiques tournants ou linéaires dits actionneurs multi-pas. Dans la suite de l'étude, on s'intéressera uniquement à cette catégorie d'actionneurs.

3) Couplages électromagnétiques

Le bobinage de puissance peut être globalement de deux types : **réparti** (cas classique des actionneurs à champs tournants ou glissant dans lequel les différentes phases sont entrelacées) et **centralisé** ou **global**. Dans ce dernier cas, les phases sont juxtaposées (couplages magnétiques inter-phases faibles), voire indépendantes (structures multistacks, couplages magnétiques totalement négligeables) [8].
Le type d'interaction des sources de puissance et d'excitation, à l'origine de la force de poussée, définit le **couplage électromagnétique**.

A partir du type de bobinage de puissance et des valeurs typiques du rapport τ/τ_p (τ est lié à la fréquence fondamentale de conversion alors que τ_p est lié à la dimension caractéristique du bobinage de puissance [3]), on peut définir différentes ***classes*** de machines élémentaires [4]. En particulier, on distingue celle dont la géométrie du bobinage de puissance est associée à celle de la fréquence de conversion ($\tau/\tau_p \approx 1$, couplage dit **polaire**, cf. figure 22). Bien que ses performances volumiques soient modestes, ce couplage reste de loin le plus utilisé dans les produits industriels. Les études que nous allons présenter seront donc relatives à ce couplage.

[3] Dans le cas classique τ_p traduit l'ouverture polaire.
[4] Pour plus d'informations, voir la référence [34]

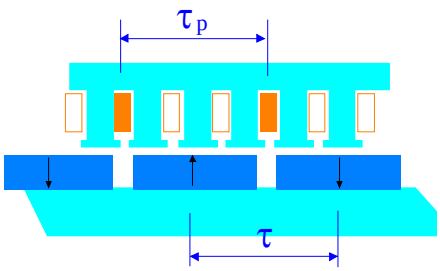


Fig. 22 Structure élémentaire linéaire à couplage polaire

4) Quelques critères structurels

Aux aspects mentionnés précédemment s'ajoutent les critères structurels de l'actionneur linéaire. Parmi ceux-ci, on peut noter :

a) Nombre de degrés de liberté

- Unique (cas classique) :

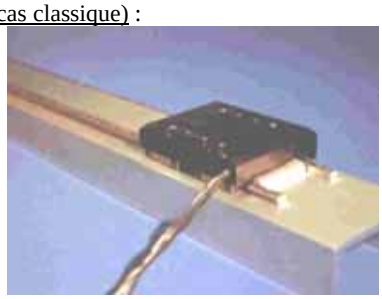
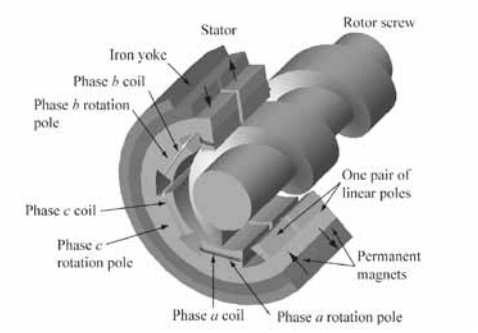
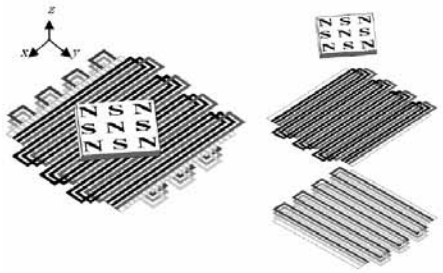


Fig. 23 Exemples d'actionneur linéaire à un degré de liberté (translation suivant un seul axe) (ETEL)

- Multiple (mouvements combinés) : mouvement translation/rotation (fig. 24a) ou encore mouvement plan (actionneurs dits plans ou « planar actutators », fig. 24b).



(a) [12]



(b) [13]

Fig. 24 Exemples d'actionneurs à plusieurs degrés de liberté : rotation+translation (a), actionneur plan (b).

b) Surface d'entrefer

Les surfaces d'entrefer (d'interaction entre parties fixe et mobile) peuvent être **cylindriques** (actionneurs tubulaire) ou **planes** (voir figure 25). La partie mobile (« mover ») peut être **entourée** ou **entourante**. Enfin, dans le cas d'une surface plane, l'actionneur peut être à **une** seule ou encore à **deux** surfaces d'entrefer (structure dite en « U »). Dans le premier cas, il subsiste des composantes d'effort normales à la surface d'entrefer, non négligeables, pouvant atteindre des valeurs 100 fois supérieures à celles des composantes tangentielles utiles. Ces efforts, devant être supportés par le système de guidage, rendent ce dernier délicat et peuvent générer des pertes par frottements importantes. A l'inverse, dans le cas des structures en U ou tubulaires, la composante résultante des efforts normaux est partiellement compensée par un bon centrage. Néanmoins, l'équilibre obtenu est instable et il subsiste toujours un effort de décentrement ou de collage de la partie mobile sur la partie fixe, car il est impossible difficile d'avoir un centrage mécanique parfait.



(a) (b) (c)

Fig. 25 Différentes architectures d'actionneur linéaires en fonction des formes de surface d'entrefer : (a) mono-surface plane, (b) bi-surfaces planes, (c) tubulaire

Signalons également que le nombre de surfaces d'entrefer peut être supérieur à deux, dans lequel cas, nous parlerons d'actionneurs polyentrefers. Cette disposition, bien que complexe mécaniquement, permet d'accroître sensiblement les forces volumiques par rapport aux structures monoentrefer classiques [16]. Sur les figures 26e et 26f sont représentés deux exemples d'actionneurs polyentrefers à aimants permanents conçus au laboratoire SATIE.



(a) cylindrique entourant (Lineardrives) (b) plan entouré (SATIE [14])



(c) plan bi-surfaces (Aerotech) (d) plan mono-surface (Aerotech)



(e) (f)

(e), (f) : Exemples d'actionneurs linéaires polyentrefers (SATIE) (e) : architecture multi-plaques [24], (f) : architecture multi-tiges [11].

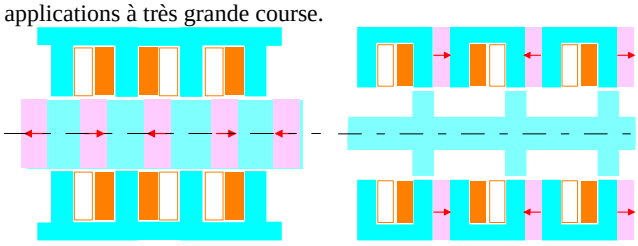
Fig. 26 Exemples d'architectures selon la disposition des surfaces d'entrefer.

c) Rail (excitation)

Dans les actionneurs linéaires, la partie définissant la course est appelée **rail**. Ce dernier correspond, à de rares exeptions près où le rail comporte les bobinages de puissance, à la source d'excitation. Il peut être mobile ou fixe. On peut définir des structures :

- à **rail actif** (cas classique où le rail comporte des aimants permanents ou des matériaux électriques conducteurs) ;
- à **rail passif** [14].

Dans le premier cas (figure 27a), la course et donc la longueur du rail influe notablement sur le coût global de l'actionneur. A l'inverse, un rail passif (figure 27b) est tout indiqué dans les applications à très grande course.



(a) rail actif (b) rail passif

Fig. 27 Types de rail (structures élémentaires monophasées à excitation par aimants)



Fig. 28 Exemples d'actionneurs à rail passif et à réluctance variable pure (réalisations SATIE)

d) Localisation de la source

Dans les actionneurs linéaires, les sources de puissance ou d'excitation peuvent êtres soit insérées dans un circuit magnétique comportant ainsi des encoches (cas classique), soit mis dans l'entrefer sans intermédiaire ferromagnétique (fig. 29).

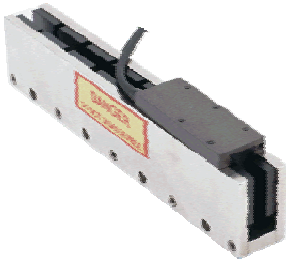


Fig. 29 Structure dont les bobinages de la source de puissance sont répartis dans l'entrefer sans encoche (Trilogy)

La disposition à encoches permet un bon refroidissement du bobinage et un entrefer magnétique faible. Ceci confère à ces structures des performances massiques relativement intéressantes, mais au prix d'une composante résiduelle d'effort, dit de détente.
Dans les structures à bobinage sans fer et sans encoche la source de puissance est située dans l'entrefer (pas d'encoche ni fer). La partie conductrice filaire ou massive (cas des actionneurs à induction) est soit autoportée soit « collée » à la surface d'un circuit magnétique. Dans le cas d'un bobinage autoporté, le cuivre se trouve généralement noyé dans une résine rigide. Les structures sans encoche permettent d'éliminer l'effort de détente et offrent une plus grande facilité d'intégration mécanique ainsi que des constantes de temps électriques faibles. En revanche, la densité massique d'effort et la capacité thermique sont réduites.

C. *Performances*

Pour donner des ordres de grandeurs, nous allons examiner les performances de deux actionneurs linéaires tubulaires l'un synchrone à aimants et l'autre asynchrone. Les deux actionneurs ont des stators identiques, leurs « movers » sont différents. Le premier est à aimants en surface de type terres-rares d'épaisseur 5 mm. Le second comprend une couche conductrice (aluminium) de 1 mm déposée sur un circuit magnétique, pour obtenir un actionneur à induction. Les schémas correspondants sont donnés à la figure 30, les principales caractéristiques notamment géométriques sont présentées au tableau 3.

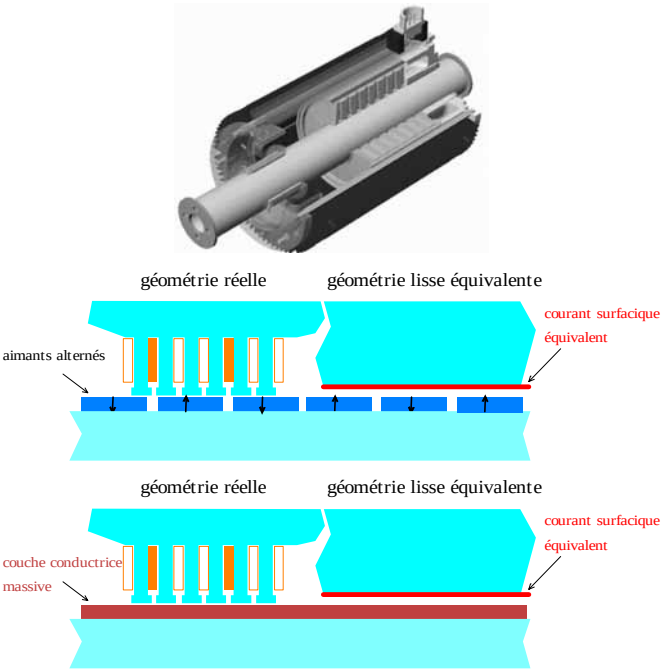


Fig. 30 Vue 3D d'un actionneur linéaire tubulaire [1] (a), coupes axiales et modèles équivalents de l'actionneur synchrone (b) et à induction (c)

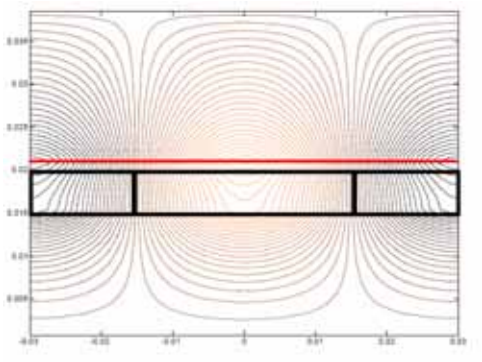
Le calcul de leurs performances (force ou poussée) est effectué ici à partir d'une modélisation analytique simplifiée considérant l'induit parfaitement lisse (l'entrefer est corrigé par le coefficient de Carter, cf. fig. 30), les circuits magnétiques sont non-saturables, la répartition des F.M.M. est sinusoïdale et enfin l'effet d'extrémité est négligé (modèle à longueur infinie). Sous ces conditions, la résolution analytique des équations de Maxwell et donc le calcul de la répartition du champ magnétique sont aisés [33].

Désignation	**Valeur**
Conductivité cuivre (induit)	58 $(\mu\Omega.m)^{-1}$
Pas polaire	30 mm
Longueur active	150 mm
Rayon intérieur	15 mm
Epaisseur aimants	5 mm
Epaisseur aluminium	1 mm
Jeu mécanique réel	1 mm
Coefficient de Carter	1.1
Hauteur d'encoche (induit)	10 mm
Epaisseur culasse (induit)	7.5 mm
Conductivité aluminium (mover)	45 $(\mu\Omega.m)^{-1}$
Induction rémanente aimants	1 T

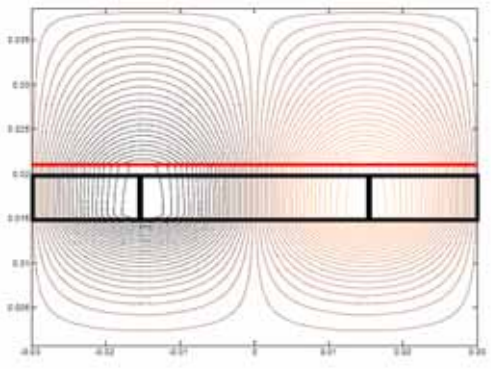
TABLEAU 3 CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DES ACTIONNEURS ETUDIES

Nous présentons, à la figure 31, les cartes de champ obtenues dans le cas de l'actionneur à aimants d'une part avec l'induit seul alimenté (avec un angle d'autopilotage nul entre FEM et courant), et d'autre part lorsque seul l'inducteur est magnétisé.

L'effort développé, pour une charge linéique de 14 kA/m correspondant à un échauffement par convection naturelle, est de 224 N. La surface d'entrefer étant de 188 cm² et le volume actif de 0.7 litres, la pression magnétique tangentielle est donc de 1.2 N/cm² et la poussée volumique de 320 N/dm^3.



(a)



(b)

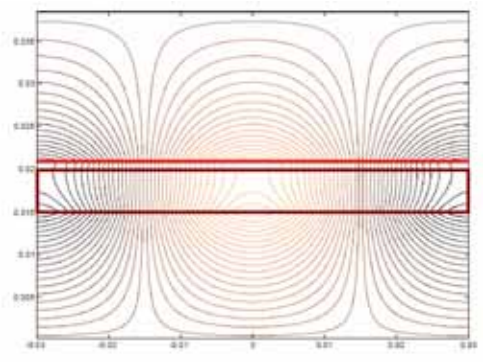
Fig. 31 Cartes de champ d'un actionneur à aimants : (a) induit seul, (b) inducteur seul

A la figure 32, sont présentées les cartes de champ dans le cas de l'actionneur à induction alimenté en courant pour une épaisseur d'aluminium de 5 mm. Le premier tracé correspond à la vitesse de synchronisme (fréquence de glissement nulle), le second à une fréquence de glissement de 100 Hz. On peut voir notamment sur cette figure « l'effet de traînée » dû aux courants induits.

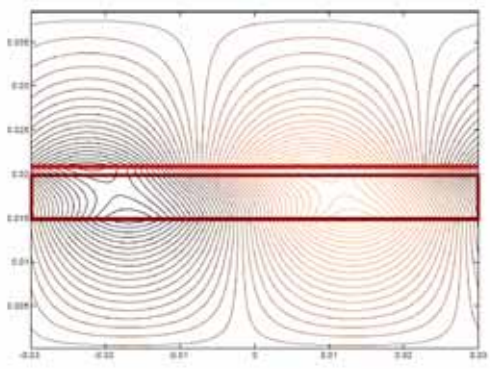
La valeur de l'effort dépend, pour ce type d'actionneur, de la fréquence de glissement. La valeur maximale obtenue pour la même charge linéique que précédemment et pour une épaisseur d'aluminium optimale de 1 mm est de 5 N, nettement inférieure à l'effort développé par l'actionneur à aimants. La pression correspondante n'est que de 0.03 N/cm² (40 fois plus faible que celle de l'actionneur à aimants).

Notons qu'en régime magnétique linéaire, les efforts évoluent, proportionnellement à la charge linéique pour l'actionneur à aimants et au carré de celle-ci pour l'actionneur à induction. La charge linéique admissible thermiquement est liée aux dimensions de l'actionneur. L'effet d'échelle, c'est-à-dire l'influence des performances spécifiques de l'actionneur en fonction de ses dimensions et donc de la poussée développée, est ainsi plus prononcé pour les actionneurs à induction.

Bien que cette comparaison reste très sommaire (les deux actionneurs ne sont pas optimisés), les performances comparées obtenues représentent cependant assez bien la supériorité intrinsèque des actionneurs synchrones à aimants établie par différentes études et réalisations industrielles.



(a)



(b)

Fig. 32 Cartes de champ d'un actionneur à induction : (fréquence de glissement nulle (a) puis 100 Hz (b), et pour une épaisseur d'aluminium de 5 mm

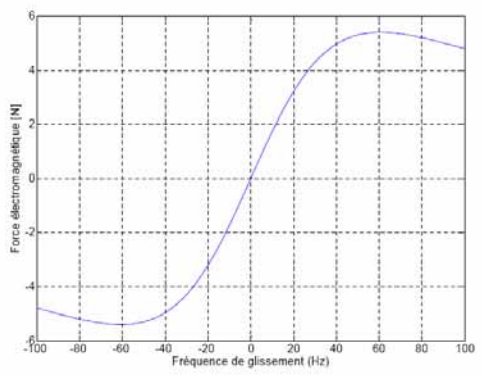


Fig. 33a Force électromagnétique [N] calculée en fonction de la fréquence de glissement (actionneur à induction ayant une épaisseur d'aluminium optimale de 1 mm)

En particulier, nous avons reproduit à la figure 34, les résultats comparatifs issus d'une publication très intéressante de J.F. Gieras [1]. Ce graphique présente la pression tangentielle moyenne développée par divers actionneurs en fonction de la poussée nominale. L'influence du type de refroidissement sur les performances de l'actionneur y est également représentée. Il y est indiqué par ailleurs l'effet d'échelle sur la pression magnétique souligné précédemment.

Concernant les actionneurs à aimants, nous allons dans le paragraphe suivant approfondir cet aspect et ses conséquences sur la géométrie de l'actionneur.

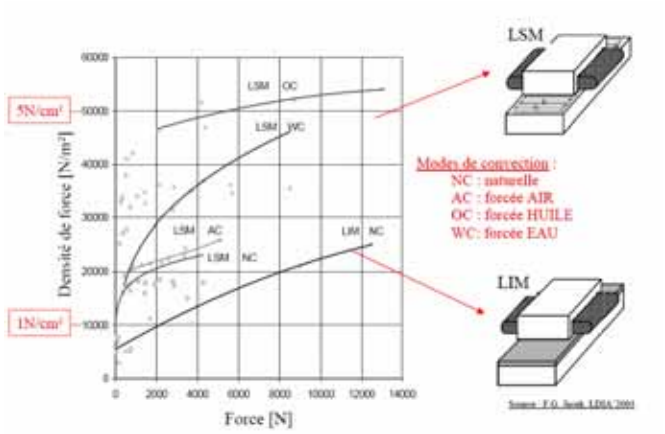


Fig. 34 Performances comparées dans le plan densité de force en fonction de la force de quelques actionneurs linéaires [1]

V. COMPARAISON DES ENTRAINEMENTS DIRECTS ET INDIRECTS

Pour une comparaison sérieuse des actionneurs directs ou indirects, il est nécessaire d'effectuer des calculs précis de leurs performances tenant compte des réalités technologiques, pour chaque architecture. Un travail de modélisation, et surtout d'optimisation, particulièrement lourd et complexe serait nécessaire.. Nous proposons de nous limiter à une analyse comparative, relativement superficielle, des performances des actionneurs électromagnétiques. Pour cela, une modélisation simplifiée analytique et l'utilisation des lois de similitude permettent d'évaluer rapidement les ordres de grandeur des performances et de dégager quelques règles simples de conception.

Afin de ne pas alourdir la présentation, nous nous limiterons aux actionneurs présentant les meilleurs performances spécifiques que sont **les actionneurs synchrones à aimants permanents** (ici à aimantation alternée et de forme tubulaire cf. figure 30a).

A. *Entraînement direct à aimants : formalisme*

Quel que soit le modèle de calcul de la force électromagnétique développée (tenseur de Maxwell, modèle de force de Laplace, formulation issue des travaux virtuels), on montre que la valeur moyenne de la force générée dans un système électro-magnéto-mécanique multi-pas peut se mettre sous la forme suivante :

$$\bar{F} = \left[\frac{k_{imoy}.k_{ieff}}{2} A_L.\bar{B}f \right].2\pi r\ell \qquad (19)$$

Le terme entre crochets correspond à la pression magnétique tangentielle moyenne (en N/m²). Comme nous l'avons noté en introduction, les valeurs obtenues par les systèmes électromagnétiques sont relativement faibles (de l'ordre du N/cm²) comparativement aux pressions magnétiques normales obtenues par les systèmes à noyau plongeur (à faible entrefer) et encore moins par rapport aux pressions normales dans les systèmes hydrauliques.

A_L représente la densité linéique efficace de courant ou charge linéique d'induit (en A/m), valeur liée à la force magnétomotrice efficace nI et au nombre total de bobines du bobinage de puissance N_b par :

$$A_L = \frac{N_b.nI}{\ell}$$

$\bar{B}f$ est l'induction d'excitation moyenne sous un pôle ou densité de flux embrassé (générée par l'inducteur).

k_{imoy} est un coefficient relatif à la forme d'onde du courant d'alimentation, dont la valeur vaut dans les cas suivants :

$$k_{imoy} = \begin{cases} 1 & \text{: courants et flux inducteur sinusoïdaux} \\ 4/\pi & \text{: courants créneaux et forme quelconque du flux inducteur} \end{cases}$$

k_{ieff} est un facteur de forme du courant donné par : $k_{ieff} = \frac{I_{max}}{I}$.

La valeur de la charge linéique est conditionnée par la limitation thermique. Si l'on considère, comme précédemment, que le refroidissement est réalisé par convection et que celui-ci s'effectue par la seule surface extérieure de l'actionneur, alors on peut écrire :

$$(A_L.\delta) = \frac{\alpha\Delta\theta_{max}}{\rho}.\left(\frac{S_{th}}{\ell.\ell_b}\right) \propto \frac{\alpha\Delta\theta_{max}}{\rho} \qquad (20)$$

Où δ est la densité efficace de courant dans le bobinage d'induit.

Exemple d'application :
A titre d'exemple, pour des matériaux usuels (cuivre, isolant classe F) et pour un refroidissement en convection naturelle (α =12W/m².K), le produit $(A_L.\delta)$ vaut ***100 A²/mm³****, valeur supposée en première approximation indépendante des dimensions de l'actionneur.*

A partir de considérations géométriques simples, on peut écrire :

$$A_L = \sqrt{(A_L.\delta)}\sqrt{k_r.k_{fe}}\sqrt{h_{enc}} \qquad (21)$$

Compte tenu de cette relation, l'expression (19) de la force moyenne développée s'écrit :

$$\bar{F} = \left[\frac{k_{imoy}.k_{ieff}\sqrt{k_r.k_{fe}}}{2}.\bar{B}f.\sqrt{(A_L.\delta)} \right].2\pi r^{\frac{3}{2}}\ell\sqrt{h} \qquad (22)$$

Où $h = \frac{h_{enc}}{r}$ est la hauteur relative d'encoche.

L'induction d'excitation générée par les aimants permanents intervenant dans cette expression peut s'écrire, en première approximation, calculée suivant la relation suivante :

$$\bar{B}f \cong B_r \frac{k_{fa}}{1 + e/h_a} \qquad (23)$$

Où k_{fa} est un facteur de forme dépendant des proportions de l'aimant.
Cette expression montre que la valeur de l'induction d'excitation par aimants, à l'inverse d'une excitation bobinée, est peu dépendante des dimensions du système tant que le rapport e/h_a reste faible devant l'unité (cf. figure 35). Dans ces conditions, on peut considérer que la valeur de $B_{f\,max}$ reste invariante lorsqu'on applique une homothétie sur les dimensions de l'actionneur, à jeu mécanique constant.

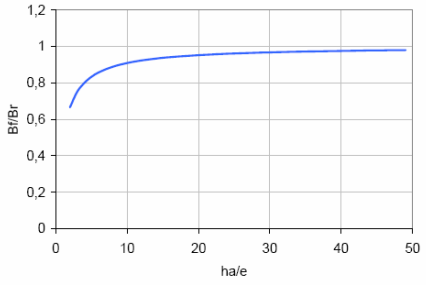


Fig. 35 Variation de l'induction d'excitation par aimants permanents en fonction du rapport ha/e (en considérant $k_{fa} \approx 1$)

En définitive, à conditions de refroidissement et type d'aimants donnés, le terme entre crochets de l'équation (22) peut être, en première approximation, considéré indépendant des dimensions de l'actionneur. Ce terme sera désormais noté κ .

En négligeant le volume de la culasse extérieure, le volume actif total de l'actionneur vaut approximativement :

$$V_a \approx \pi r^2.(1+h)^2.\ell$$

Ce qui donne un effort volumique :

$$\frac{\bar{F}}{V_a} = 2\kappa.r^{\frac{-1}{2}}.\left[\sqrt{\frac{h}{(1+h)^4}}\right] \qquad (24)$$

Le terme entre crochets, dont la variation est représentée à la figure 36, admet un optimum pour $h = \frac{1}{3}$ et vaut 0.32 .

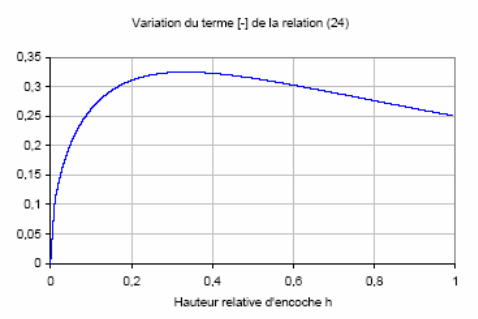


Fig. 36 Variation du terme entre crochet de la relation (24) en fonction de la hauteur relative d'encoche

B. Entraînement direct à aimants : effet d'échelle

A partir du formalisme simple que nous venons d'établir au sujet de la valeur moyenne de la force, nous allons examiner les performances volumiques des actionneurs ainsi que leurs effets d'échelle.

A partir des relations (22) et (24), il est aisé d'établir la loi de similitude suivante pour les actionneurs linéaires tubulaires à aimants :

$$\bar{F} \propto \ell r^{\frac{3}{2}} \qquad (25)$$

$$\frac{\bar{F}}{V_a} \propto r^{\frac{-1}{2}} \text{ avec } \boxed{r \propto R} \qquad (26)$$

Bien qu'approximatives, ces deux relations mettent en évidence quelques résultats intéressants :

- la force volumique est indépendante de la longueur active ℓ de l'actionneur ;
- elle est également indépendante de la hauteur relative de la fenêtre bobinable : $h_{opt} \approx \frac{1}{3}$;
- la force volumique est inversement proportionnelle au rayon d'entrefer et donc au rayon extérieur (h_{enc}/r étant fixé). La valeur minimale de $r \equiv r_{opt}$ est le résultat d'un compromis fonction de certaines considérations telles que la hauteur minimale des aimants (contraintes technologiques de réalisation et/ou de désaimantation), et l'épaisseur minimale de la culasse intérieure tributaire de l'induction de saturation du matériau magnétique utilisé.
- Enfin, la force moyenne est proportionnelle à la longueur active ℓ et au rayon d'entrefer. L'action sur ℓ plutôt que sur r pour accroître l'effort s'avère être plus efficace comme le montre la figure 37.

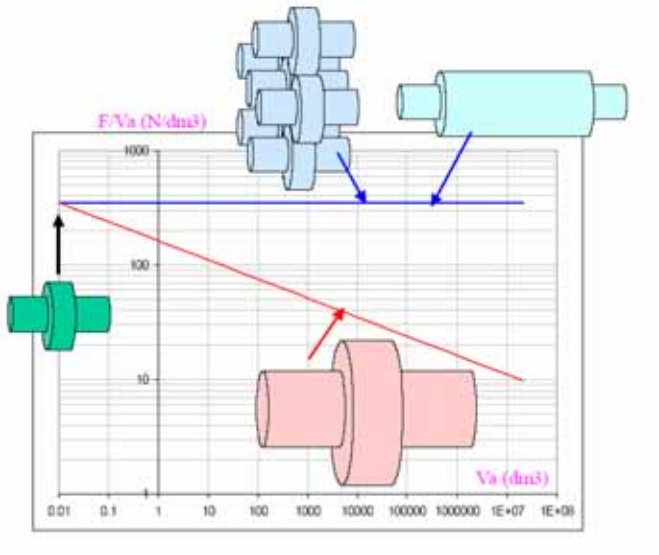


Fig. 37 Force volumique pour actionneur à couplage polaire : différentes dispositions

Exemple d'application :

Pour $(A_L.\delta) = 100\,A^2/mm^3$, $\bar{B}_f \approx 0.8\,T$, $k_r \approx 0.4$, $k_{fe} \approx 0.5$ *et une alimentation en courants parfaitement sinusoïdaux ([5]), nous obtenons* $\kappa = 80.10^3$ *(unité SI). Ce qui donne, pour* $r_{opt} \approx 20\,mm$,

$\frac{\bar{F}}{V_a} \approx$ ***360 N/dm³*** *, valeur effectivement observée en pratique.*

Nous venons de voir que pour maintenir l'effort volumique maximal, il vaut mieux maintenir le rayon d'entrefer. Sauf contraintes d'encombrement spécifiques, l'obtention d'un effort important passe donc par l'allongement de l'actionneur.

Une telle solution n'est évidement pas viable en particulier pour les valeurs de force élevées (problèmes de tenue mécanique, réalisation, flexion, guidage, …).

Pour pallier ces limitations, deux solutions s'offrent généralement au concepteur :

- la première consiste à augmenter le diamètre de l'actionneur proportionnellement à la longueur $r \propto R \propto \ell$. Dans cette configuration, comme le montrent les relations (25) et (26), la force augmente en $r^{\frac{5}{2}}$, et la force volumique se dégrade en $r^{-\frac{1}{2}}$ (voir Fig. 37) ;
- la seconde solution consiste à augmenter la force globale sans modifier la géométrie optimale de l'actionneur en disposant en « parallèle » de plusieurs actionneurs tubulaires optimisés (configuration multi-moteurs). Si la surface d'échange thermique de chaque actionneur est maintenue constante (en faisant circuler un fluide de refroidissement au sein de cet assemblage) alors la force volumique globale est approximativement conservée à sa valeur optimale, la force totale étant égale à la somme des forces générées par chaque actionneur. Cependant, cette solution accroît sensiblement la complexité mécanique du dispositif en particulier concernant le guidage, le refroidissement est plus délicat. A notre connaissance, elle n'a pas fait l'objet de réalisations commerciales.

[5] Les illustrations numériques ultérieures seront données par rapport à ces conditions.

C. *Comparaison*

Nous allons maintenant comparer les deux familles d'entraînement direct (ici actionneurs tubulaires à aimants permanents de type terres-rares) et indirect (ici moteurs tournants synchrones à aimants accouplés à un système vis-écrou, sans multiplicateur ou réducteur de vitesse).

Concernant les **performances statiques**, nous avons vu que **l'entraînement direct** pouvait permettre une force volumique indépendante de l'effort développé (Fig. 37). L'ordre de grandeur de la valeur de l'effort volumique est de 400 N/dm^3. L'augmentation de la force est alors obtenue par allongement de l'actionneur ou par une disposition multi-moteurs.

A l'inverse, pour les **entraînements indirects**, comme souligné précédemment (relation 6a), l'effort volumique dépend de la poussée. On peut ainsi écrire :

$$\left(\frac{\bar{F}}{V_a}\right)=\left(\frac{\bar{F}}{V_a}\right)^*\cdot\left(\frac{\bar{F}}{F^*}\right)^{\frac{1}{7}}\cdot\left(\frac{k_t}{k_t{}^*}\right)^{\frac{6}{7}} \qquad (27)$$

En reprenant l'exemple du moteur tournant précédent, nous avons [6]:

$$\left(\frac{\bar{F}}{V_a}\right)^* = 1 \quad kN/dm^3$$

$$k_t{}^* = 630 \quad rad/m \quad (\text{pour } \tau_v = 10 \quad mm)$$

Sur la figure 38, on a tracé l'évolution la force volumique en fonction de la force développée pour les deux types d'entraînements (directs et indirects) dans le cadre d'hypothèses précédemment définies.

Ces résultats, apparamment quantitatif, doivent être vus comme qualitatifs. Ils permettent de montrer aisément que l'entraînement indirect est d'autant plus intéressant (volume actionneur faible) que les poussées exigées sont importantes et que le pas de vis est faible (facteur k_t élevé). Rappelons que cette dernière condition implique des vitesses de rotation du moteur tournant importantes. Il est donc nécessaire de vérifier les limites en vitesse du moteur choisi.

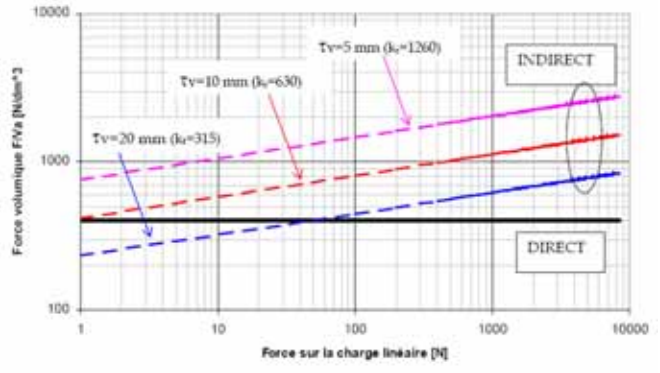


Fig. 38 Effort volumique (ordres de grandeur) en fonction de la poussée : comparaison des entraînements directs et indirects (volume du système de transformation de mouvement non pris en compte)

Concernant les **performances dynamiques**, pour **l'entraînement direct**, nous pouvons écrire :

$$\bar{F} = (M + M_a)\gamma \qquad (28)$$

Où M_a est la masse du « mover ».

En considérant le cas d'invariance de la force volumique et de la dépendance de la masse du « mover » vis-à-vis de la force générée (relation de proportionnalité), la relation (28) peut s'écrire également :

$$V_a = M\frac{\gamma}{\left(\frac{F}{V_a}\right)-\gamma\cdot\left(\frac{M_a}{V_a}\right)^*} \qquad (29)$$

Prenons également les valeurs de référence suivantes :

$\frac{\bar{F}}{V_a} = 400 \quad N/dm^3$ (ordre de grandeur mis en évidence précédemment)

$\left(\frac{M_a}{V_a}\right)^* = 5 \quad kg/dm^3$ (masse volumique moyenne)

Pour **l'entraînement indirect**, la relation (12a) peut s'écrire :

$$V_a = (V_a)^*\left(\frac{\gamma}{\gamma^*}\right)^3\cdot\left(\frac{M}{M^*}\right)^{\frac{3}{2}} \qquad (30)$$

Toujours sur la base de l'exemple précédent, nous avons :

$\gamma^* = 2.2 \quad m/s^2$

$(V_a)^* = 0.6 \quad dm^3$

$M^* = 100 \quad kg$

La figure 39 présente alors l'évolution du volume actif de l'organe d'entraînement (moteur tournant ou actionneur linéaire) en fonction de l'accélération souhaitée pour une masse entraînée de 10 kg. Le facteur de transformation est, pour chaque valeur d'accélération, optimisé selon la relation (8).

Ce résultat indique clairement la supériorité en termes d'encombrement et d'accélération, des systèmes à entraînement direct au-delà d'une certaine valeur d'accélération (point d'intersection des deux courbes, fonction notamment de la masse entraînée). Pour les très fortes accélérations et donc pour des valeurs d'effort élevées, la masse du « mover » devient prépondérante devant la masse entraînée. On observe donc, dans l'exemple particulier présenté, une réduction du gain des entraînements directs pour des accélérations supérieures à 60 m/s².

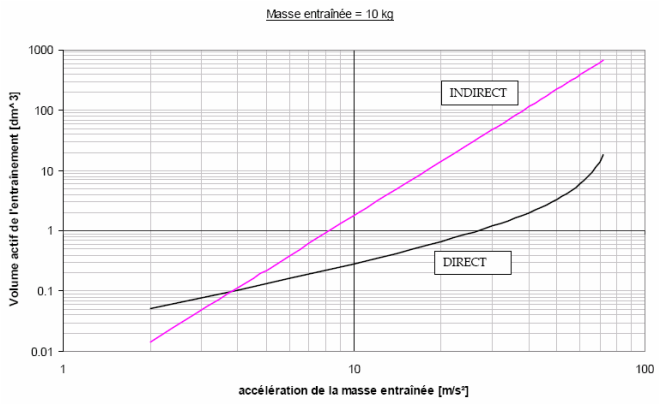


Fig. 39 Volume actionneur en fonction de l'accélération maximale pour M=10 kg (volume système de transformation non pris en compte et pas de vis optimisé : k_t=k_{topt})

[6] On note par *x** la valeur de la grandeur *x* de la configuration de référence.

VI. CONCLUSION

Après un rappel des architectures existantes d'actionneurs linéaires, nous avons tenté de montrer et d'analyser les évolutions des performances des actionneurs à aimants permanents en termes de performances volumiques et d'accélération maximale.

Nous avons ainsi montré que les actionneurs linéaires directs à couplages polaires (classiques et à aimants) sont limités à environ 400 N/dm^3 dans des conditions de fonctionnement usuelles (régime permanent et refroidissement en convection naturelle). En outre, cette valeur peut-être relativement indépendante des dimensions globales de l'actionneur et de sa poussée nominale (peu d'effet d'échelle).

La disposition d'un système mécanique intermédiaire de transformation de mouvement (entraînements indirects) permet d'accroître notablement la force volumique sur la charge (hors système de transformation). Ceci n'est cependant possible qu'au prix d'une complexité accrue de la chaîne de conversion et d'une limitation, à volume comparé, des accélérations de la charge en translation.

Outre ces avantages, les systèmes électriques à entraînement direct offrent :

- une plus grande précision du positionnement
- une meilleure fiabilité et une durée de vie accrue
- une plus grande flexibilité d'utilisation (partie indépendante sur un même axe)

Enfin, la solution hybride d'actionneurs électro-hydrauliques offre des possibilités de poussées spécifiques très supérieures aux solutions électromagnétiques, essentiellement pour des courses et des vitesses de déplacement faibles. Dans ces conditions, l'intégration moteur/pompe/vérin permet de concevoir des actionneurs force extrêmement compacts.

REFERENCES

[1] **Jacek F. Gieras** : « Status of linear Motors in the United Sates », 4th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Application (LDIA), September 2003, Birmingham (UK).

[2] **A. Cassat, N. Corsi, R. Moser, N. Wavre** : « Direct linear drives : Market and Performance Status », 4th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Application (LDIA), Sep. 2003, Birmingham (UK).

[3] **Hörmann O.** : « Linear Direct Drives : Dynamic, Economics, Innovative », Intelligent Motion, June 1993 proceedings. pp. : 82-87.

[4] **Teruo Azukizawa** : «Status of linear drives in Japan », 4th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Application (LDIA), September 2003, Birmingham (UK).

[5] **Sagansan A., Boyer S.** : « Les actionneurs électriques et l'aéronautique », Colloque CEMD, ENS Cachan, 4 février 1999, pp : 135-141.

[6] **B. Nogarede** : « Machines tournantes : conversion électromécanique de l'énergie », Techniques de l'Ingénieur, D 3 410.

[7] **Staton D.A., Deodhar R.P., Soong W.L., Miller T.J.E.** : « Torque prediction using the flux-mmf diagram in AC, DC and reluctance motors ». Proceedings IEEE trans. on Ind. Appl., vol. 32, Jan./Feb. 1996, pp. : 180-188.

[8] **P.E. Cavarec, H. Ben Ahmed, B. Multon, M. Antunes** : « Actionneurs électromagnétiques : classification topologiques », Techniques de l'Ingénieur, D3 412.

[9] **B. Nogarede** : « Machines tournantes : principes et constitution », Techniques de l'Ingénieur, D 3 411.

[10] **Matt. D., Llibre J.F.** : « Performances comparées des machines à aimants et à réluctance variable. Maximisation du couple massique ou volumique », JPIII, octobre 1995, N° 5, pp : 1621-1641.

[11] **P.E. Cavarec** : « Conception, modélisation et optimisation des actionneurs polyentrefers à bobinages globaux : application aux structures linéaires multi-tiges », thèse de doctorat de l'ENS Cachan (SATIE), nov. 2002 (téléchargeable sur le site de l'ENS-bretagne).

[12] **A. Dos Santos** : « Transverse flux linear motor leading to a tubular configuration », 4th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Application (LDIA), September 2003, Birmingham (UK).

[13] **Hiroyuki Ohsaki** : « Electromagnetic characteristics of a coreless surface motor using Halbach permanent magnet », 4th Int. Symp. on Linear Drives for Industry Application (LDIA), September 2003, Birmingham (UK).

[14] **Ben Ahmed H., Multon B., Prévond L., Lucidarme J.** : « Actionneur linéaire intégré pour application domotique », Revue 3EI, N°21, juin 2000.

[15] **Jack A.G et. al.** : « Permanent-Magnet Machines with Powder Iron Cores and Prepressed Windings », IEEE Trans. On Industry app., vol. 36, N°4, july/august 2000, pp.:1077-1084.

[16] **P.E. Cavarec, H. Ben Ahmed, B. Multon** : « Force density improvements from increasing ther number of airgap surfaces in synchronous linear actuators », Revue IEE proc. Elec. Power Appl., vol. 150, N° 1, January 2003, pp.:106-116.

[17] **Ben Ahmed H., Desesquelles P.F., Lucidarme J.** : « Méthode semi-numérique de pré-dimensionnement des machines à aimants permanents et à bobinage global », Journal de Physique III, october 1995, pp : 703-725.

[18] **Multon B., J. Bonal** : « Entraînements électromécaniques directs : diversité, contraintes et solutions », Colloque CEMD, ENS Cachan, 4 février 1999, pp : 1-14.

[19] **Affouard R.** : « Vérins hydrauliques », Techniques de l'Ingénieur, B6 040.

[20] **Favre E., Brunner C. Piaget D. :** « Actionneurs linéaires directs », Colloque CEMD, ENS Cachan, 4 février 1999, pp.:31-44.

[21] **Lucidarme J., Amouri A., Poloujadoff M.** : «Optimum design of longitudinal field variable reluctance motors», IEEE trans. on Energy Conversion, vol. 8, n°3, September 1993, pp. : 357-361.

[22] **H Ben Ahmed, L Prevond, B Multon, B Salamand, J Lucidarme** : «Special synchronous linear actuators : Structures and performances», Electromotion n°5 p93 à 101, 1998

[23] **H. Ben Ahmed , L. Prévond, B. Multon** : « Structures polyentrefers : solutions pour les entraînements directs ? », Colloque CEMD, ENS Cachan, 4 février 1999, pp : 95-100.

[24] **H. Ben Ahmed, P.E.Cavarec, L.Prévond, B.Multon** : « Conception et étude d'un actionneur linéaire synchrone à aimants permanents et multi-plaques », Electrotechnique du Futur 14-15 novembre 2001 Nancy pp.307-312.

[25] **P. W. Wheeler et al.** : « A matrix converter Motor Drive for an Aircraft actuation System », EPE 2003, Toulouse.

[26] **S. Calloch, J.Y. Cognard, D.Dureisseix, D. Marquis** : « Les systèmes de transmission de puissance», édition Hermes, 2003.

[27] **M. Poloujadoff** : « The theory of linear induction machinery ». Oxford Science Publication (1980).

[28] **G. Kaminski** : « Moteurs électriques à mouvement composé ». Édition de l'École Polytechnique de Varsovie (1994).

[29] **M. Kant** : « Les actionneurs électriques ». Édition Hermès Paris (1999).

[30] **J.F. Eastham et al.** : « Linear Drive in Industrial Application : Sate of the Art and Open Problems », ICEM 2002.

[31] **M. Aublin et al.** : « Systèmes mécaniques. Théorie et dimensionnement », édition DUNOD, 1992.

[32] **G. Lacroux** : « Les aimants permanents », édition TecDoc (Lavoisier), 1989.

[33] **H. Ben Ahmed** : « Sur la modélisation analytique des actionneurs linéaires tubulaire », Rapport interne ENS Cachan - SATIE, 2005. (document disponible sur le site Web de l'école)

[34] **H. Ben Ahmed, B. Multon, P.E. Cavarec** : « Actionneurs linéaires directs et indirects : performances limites », Journées Electrotechnique du club EEA, 18-19 mars 2004, Université de Cergy-Pontoise.

[35] Site internet Avcon Inc. (US) http://www.calinear.com/

[36] Site internet Etel S.A. (CH) ML 2020 : http://www.etel.ch/

[37] Site internet Trilogy Systems : http://www.trilogysystems.com/

[38] Site internet Aerotech : http://www.aerotech.com/

[39] **B. Multon, M. Lavabre, C. More** « Actionneur linéaire à bobine mobile. », Revue 3E.I n°10, sept. 1997, pp.53-59.

Site des constructeurs et vendeurs européens d'actionneurs de tous types : http://www.trem.biz/fr/produits02/actionneurs_fournisseurs.htm
Site de l'ENSC - Antenne de Bretagne : www.bretagne.ens-cachan.fr

Site SATIE : www.satie.ens-cachan.fr

LISTE DES PRINCIPALES NOTATIONS

A_L : Densité ou charge linéique efficace de courant d'induit (A/m)

α : Coefficient d'échange thermique ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

$\overline{B}_f$: Induction inducteur moyenne sous un pôle (T)

B_r : Induction rémanente des aimants (T)

B_s : Induction à saturation (T)

C_m : Couple du moteur tournant (N.m)

δ : Densité efficace de courant d'induit (A/m^2)

$\Delta\theta$: Élévation de température (K)

γ : Accélération linéaire (m/s^2)

h_a : Hauteur des aimants (m)

h_{enc} : Hauteur d'encoche (induit) (m)

$h = \frac{h_{enc}}{r}$: Hauteur d'encoche relative (-)

e : Entrefer ou jeu mécanique (m)

η_t : Rendement du système de transformation de mouvement

$\overline{F}$: Valeur moyenne de la force motrice ou poussée moyenne (N)

I, I_{max} : Valeurs efficace et maximale du courant d'induit (A)

J_m : Moment d'inertie du moteur tournant ($kg.m^2$)

k_r : Coefficient de remplissage, rapport de la section effective de cuivre sur celle de l'encoche (-)

k_{fe} : Rapport des sections des encoches sur celle des dents dans la zone encochée de l'induit (-)

$k_t = \frac{\Omega_m}{v} = \frac{2\pi}{\tau_v}\left(\frac{\Omega_m}{\Omega_v}\right)$: Facteur de transformation (-)

k_{imoy}, k_{ieff} : Facteurs de forme du courant d'induit (-)

k_{fa} : Facteur de forme des aimants (-)

ℓ : Longueur active de l'actionneur (m)

ℓ_b : Longueur moyenne d'une spire du bobinage d'induit (m)

M : Masse entraînée (kg)

M_a : Masse du mover (kg)

n, N_b : nombre de spires par bobine et nombre total de bobines

r, R : Rayon d'entrefer et rayon extérieur (m)

ρ : Résistivité électrique des conducteurs (Ω.m)

S_{th} : Surface d'échange thermique (m^2)

τ_p : Pas polaire d'induit (m)

τ : Pas de conversion (m)

τ_v : Pas de vis du système vis-écrou (m)

Ω_m : Vitesse de rotation du moteur (rad/s)

Ω_v : Vitesse de rotation de la vis (rad/s)

v : Vitesse de translation du « mover » et/ou de la charge

V_a : Volume actif de l'actionneur (m^3)

x : Position de la partie mobile ou du « mover » (m)

X : Course du « mover » (m)

Remerciement : Les auteurs remercient, pour son aide et ses précieux éclaircissements sur les aspects mécaniques et hydrauliques, M. C. Kerzhého, professeur agrégé de mécanique à l'ENS Cachan – Antenne de Bretagne.