

Actionneur Hybride pour Interface à Retour d'Effort

Carlos ROSSA*, José LOZADA, et Alain MICAELLI
CEA, LIST, Laboratoire des Interfaces Sensorielles et Ambiantes
Centre de Saclay – NannoInov
91191 Gif-sur-Yvette, France.
**carlos.rossa@cea.fr*

RESUME – Cet article présente la conception et la commande d'un nouvel actionneur hybride pour interface à retour haptique. Le dispositif comprend un moteur à courant continu et deux freins magnéto-rhéologiques unidirectionnels. Chaque frein est associé à une roue libre afin de générer un couple de freinage dans une seule direction. De ce fait, lorsque le frein et le moteur sont activés en même temps pour imposer un couple de freinage, le couple fourni par le moteur n'est pas dissipé dans le frein. L'actionneur peut générer 5.5Nm, ce qui correspond à un couple par unité de volume de 17.75 kN/m². Comparé à un moteur seul connecté à un réducteur de vitesse idéal, les résultats démontrent que l'actionneur hybride génère moins de frottement et présente moins d'inertie. Une nouvelle approche de commande basée sur le partage optimal d'impédance est proposée. Les gains d'asservissement sont ajustés en temps réel de manière à respecter la consigne et les critères de stabilité. Les lois de commande, indépendantes de l'environnement virtuel, permettent l'utilisation de l'actionneur dans une large gamme de dispositifs haptiques.

ABSTRACT – The design and control of a 5.5Nm maximal torque, 17.75 kN/m² torque density hybrid actuator for haptic feedback devices are presented. The system employs two unidirectional magneto-rheological fluid based brakes and a DC motor. The brakes are coupled to opposite overrunning clutches. By these means, each brake can generate a torque only in a defined direction. Thus, when both a brake and a motor are engaged to constrain the motion of the end-effector, the torque provided by the motor is not dissipated in the brake. Theoretical results demonstrate that the system generates less friction and presents less inertia than a DC motor with an ideal capstan transmission system. The designed control laws determine an optimal shear of efforts between the brakes and the motor in terms of stiffness and energy of the virtual environment, in order to achieve high torque capability while maintaining stability and safety. The control laws do not necessitate a measure of interaction forces. Besides, the design of the actuator and the proposed control laws are completely independent of the virtual environment to allow the implementation of the system in many different haptic feedback devices.

MOTS-CLES – Actionneur hybride, interface haptique, retour de force, actionneur magnéto-rhéologique.

1. Introduction

Une interface haptique est un dispositif robotique qui contribue à l'accomplissement de tâches dans un environnement où l'homme ne peut intervenir directement. Ses utilisations les plus courantes comprennent la téléopération, le contrôle de véhicules, les dispositifs de formation médicale et de chirurgie assistée par ordinateur, les dispositifs de réhabilitation, etc [1]. De manière générale, l'utilisation des interfaces haptiques varie du déplacement libre à l'obstacle virtuel. Dans le premier cas, l'interface ne produit aucun retour d'effort et l'opérateur doit pouvoir la déplacer sans ressentir sa présence. De ce fait, l'inertie et les frottements doivent être minimisés. Dans le deuxième cas, la simulation d'un obstacle virtuel suppose une impédance de sortie infinie. Par conséquent, les actionneurs doivent couvrir une large plage de forces afin d'assurer un rendu haptique transparent et fiable [2][3].

Classiquement, les forces d'interaction sont générées par des moteurs électriques. L'avantage d'un tel système est de pouvoir dissiper et restituer l'énergie fournie par l'opérateur. Toutefois, le retour de force assuré par les moteurs électriques est souvent limité par la rigidité de la boucle de commande (gains très élevés conduisant à l'instabilité) [4]. En outre, les moteurs sont souvent couplés à un réducteur de vitesse, ce qui augmente de façon significative les frottements et l'inertie perçus par l'utilisateur. A grande échelle, les forces actives d'interaction posent un risque potentiel pour l'utilisateur humain si l'interface devient instable.

Afin d'assurer la stabilité du système, une approche classique, proposée par Colgate et al. [5], consiste à limiter l'impédance présentée à l'utilisateur en introduisant une « impédance virtuelle » entre l'environnement virtuel et l'interface mécanique. De ce fait, lorsque l'environnement virtuel simule un obstacle, modélisé par un ressort de raideur infinie, la raideur simulée par l'interface correspond à celle de l'impédance virtuelle, entravant les performances du système. Hannaford et al. [6] présentent une méthode de commande où l'énergie fournie par le moteur ne peut pas dépasser l'énergie fournie par l'utilisateur. Bien que cette approche soit efficace pour éviter l'instabilité, la sécurité de l'interaction n'est pas assurée lorsque des forces importantes sont requises pour empêcher le mouvement de l'opérateur

Les actionneurs passifs, tels que les freins ou amortisseurs, sont cependant intrinsèquement stables et peuvent transmettre des forces très importantes sans ajouter d'énergie au système. En outre, ils possèdent un haut rapport de force par unité de volume, ce qui permet d'éliminer les réducteurs de vitesse. En revanche, la gamme de sensations qui peut être recréée est plus restreinte, par exemple, le système ne peut pas simuler des éléments capables de stocker de l'énergie [7].

Afin de surmonter les limitations des interfaces haptiques actives et passives et de combiner les atouts des deux technologies, l'utilisation des freins et des moteurs en parallèle dans une interface haptique hybride apparaît comme une solution efficace pour améliorer les performances. Les forces requises par un environnement virtuel varient largement en termes d'amplitude et de bande passante, un seul type d'actionneur ne pouvant pas répondre à toutes ces exigences, la combinaison des actionneurs actifs et dissipatifs peut couvrir une plage plus large de sensation de retour de force et affiner le rendu haptique. Par exemple, lorsque le frein est activé, la rigidité perçue par l'utilisateur est très élevée. Cela permet de simuler des objets très raides sans créer de l'instabilité.

On se propose de modéliser, réaliser et caractériser un actionneur hybride actif/dissipatif intégré adapté aux interfaces haptiques. Pour la conception des actionneurs nous nous baserons sur la technologie des fluides magnétorhéologiques. Connaissant le comportement de l'actionneur, on se propose d'établir les lois de commande capables de déterminer le partage optimal de tâches entre les différents actionneurs de façon autonome et indépendante de l'application.

Une analyse des interfaces hybrides existantes est d'abord présentée. On en conclut que la dissipation du couple moteur dans le frein empêche le contrôle sans mesure des forces d'interaction. Le concept d'actionnement à frein unidirectionnel est ensuite présenté. Chaque frein est associé à une roue libre afin d'appliquer un couple de freinage dans une seule direction et les freins sont montés en opposition l'un par rapport à l'autre. Le principe de fonctionnement et la conception des freins sont traités dans la Section 4. L'actionneur peut générer un couple variant de 0.03Nm à 5.3Nm et chaque frein consomme 20W. Les lois de commande sont ensuite présentées. Elles sont capables d'ajuster les gains d'asservissement de manière à ce que la consigne soit respectée tout en assurant la stabilité de l'interaction. La comparaison entre l'actionneur hybride et un système à moteur classique montre que l'actionneur hybride réduit les forces parasites, telles que l'inertie et les frottements, et qu'il est capable de simuler des gammes d'impédance élargies par rapport au moteur seul.

2. Les Interfaces Haptiques Hybrides

Plusieurs applications des actionneurs hybrides sont présentes dans la littérature [8][9][10][11]. De manière générale, nous pouvons distinguer deux méthodes de commande. (1) Si le rendu haptique est basé sur le moteur, le frein assure la stabilité de l'interaction en appliquant un amortissement variable. Inversement, (2) lorsque le rendu est basé sur le frein, le moteur compense les frottements générés. La première solution augmente la raideur simulée par le moteur mais le couple statique est limité au couple moteur. Dans le deuxième cas, le système se comporte comme un système passif.

An et Kwon [12] présentent un système à 1 degré de liberté (1ddl) composé d'un frein et d'un moteur permettant de simuler des raideurs ou des amortissements en évitant les problèmes d'instabilité observés lorsque seul un moteur est utilisé. Une deuxième méthode de commande où les forces d'interaction sont assurées par le frein, tandis que le moteur compense les frottements de ce dernier, est proposée en [13]. Nam et Park [14] utilise une approche similaire pour améliorer la transparence d'une interface passive.

Un frein peut également être utilisé pour éviter les oscillations dues à l'instabilité du moteur, comme présenté par Baser *et al.* [16]. Lorsque le système devient instable, l'implication du frein est augmentée jusqu'à ce que les oscillations soient éliminées. Une méthode similaire utilise le moteur pour générer les forces d'interaction tandis que le frein impose un frottement visqueux contrôlable afin d'assurer la stabilité [15]. Conti et Khatib [7] utilisent un système où le frein est connecté à l'effecteur par un ressort de torsion et permet ainsi de stocker le couple fourni par l'opérateur. Le moteur est utilisé pour compenser l'erreur entre la consigne et le couple disponible dans le ressort.

L'utilisation simultanée des deux actionneurs est une solution efficace pour améliorer les performances en termes de gamme de forces simulées et de raideur. Cependant, lorsque les deux actionneurs sont couplés en parallèle, l'effort appliqué par le moteur est dissipé dans le frein [3]. Ce phénomène se traduit par l'impossibilité de contrôler l'interface sans mesurer les forces d'interaction.

La principale limitation d'un frein est de ne pouvoir que générer des forces opposées à un mouvement, comme illustré dans la Figure 1(a). Le système à 1ddl est actionné par un système frein-moteur en parallèle guidé par la glissière A et simule un mur virtuel. On considère que le frein a une capacité de couple supérieure à celle du moteur. Tant que l'effecteur ne touche pas le mur, l'utilisateur doit pouvoir le déplacer librement en appliquant une force F_z . Lorsque l'effecteur entre en contact avec le mur, l'interface applique une force F_h qui s'oppose à la vitesse de déplacement x . Lorsque l'utilisateur applique une force F_z' pour sortir du mur, le frein s'opposera à la vitesse x' et dissipera le couple moteur; la force d'actionnement est F_h' , toujours opposée à F_z' , ce qui l'empêche de sortir du mur.

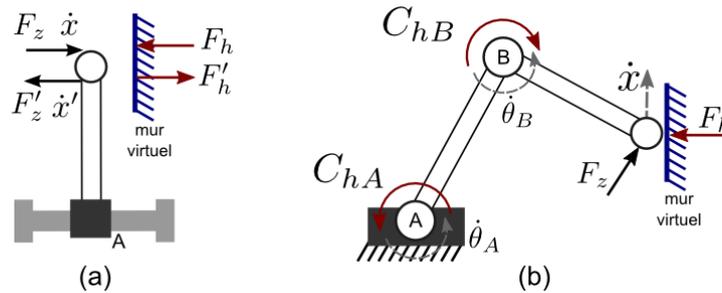


Figure 1 – Limitation des systèmes hybrides classiques lors de la simulation d'un obstacle virtuel. A gauche, un système 1ddl frein/moteur. L'utilisateur impose une force F_z . L'interface génère une force F_h opposée à la vitesse de l'effecteur x . Lorsque l'utilisateur applique une force F_z' pour sortir du mur, le frein s'opposera à la vitesse x' et génère la force F_h' . A droite, la force désirée dépend des couples C_{hA} et C_{hB} dans l'axe A et B respectivement. La vitesse résultante x induit les rotations θ_A et θ_B . Le couple de freinage étant opposé à la vitesse, il sera généré dans le sens de la consigne dans l'axe B, mais sera inversé dans l'axe A. La force de consigne ne peut donc pas être simulée par des freins.

La Figure 1(b) présente la simulation d'un mur virtuel en utilisant une interface à 2ddl. La force de consigne F_h est générée par les couples C_{hA} et C_{hB} sur les axes A et B respectivement. Combinée avec la force de réaction, la force appliquée par l'utilisateur F_z doit induire une vitesse dans la direction de x et des rotations θ_A et θ_B . Sur l'axe B, la vitesse étant opposée au couple de consigne, le couple de freinage correspond au sens de C_{hB} . Cependant, sur l'axe A, la vitesse et le couple de consigne ont le même sens. Sachant que le frein s'oppose toujours à un mouvement, le couple généré sur l'axe A ne correspond pas au couple de consigne. Le couple moteur est dissipé dans le frein. La vitesse résultante x ne peut donc pas être obtenue, elle dépend donc de la direction la force imposée par l'utilisateur et de la position du mur virtuel.

Deux solutions peuvent être envisagées afin de pallier ces problèmes :

1. Mesurer les forces d'interaction afin de désactiver les freins lorsque la direction de freinage ne correspond pas à la direction du couple de consigne [17].
2. Découpler mécaniquement le frein et le moteur de manière à ce que l'effort appliqué par le moteur ne soit pas dissipé par le frein.

La première solution requiert l'utilisation de capteurs de force, ce qui rend le système encombrant et coûteux. En outre, cette solution revient à commander le système en admittance (une vitesse est appliquée selon la force mesurée), et peut résulter en une instabilité lors de l'interaction avec un environnement virtuel raide. Ce type de commande nécessite de surcroît un minimum d'inertie détectable. La deuxième solution peut être réalisée en utilisant deux freins unidirectionnels. Dans ce cas, en actionnant de manière appropriée les freins, le couple moteur n'est pas dissipé. Cela permet également d'asservir le système en impédance (force imposée en fonction de la vitesse mesurée), ce qui améliore la stabilité du système comparé à la commande en admittance [18].

3. Actionnement à Freins Unidirectionnels

Le concept de l'actionneur à frein unidirectionnel, comprenant deux freins et un moteur, est présenté dans la Figure 2(a). Le moteur est directement connecté à l'axe commun. Chaque frein est connecté à l'axe par l'intermédiaire d'une roue libre. Les deux roues libres sont montées en opposition. Une roue libre est un dispositif mécanique capable de transmettre un couple dans une seule direction. De ce fait, chaque frein peut générer un couple uniquement dans la direction correspondant à la direction de la roue libre qui lui est associée, tandis que le moteur peut tourner l'axe dans les deux sens. Si un frein et le moteur sont activés pour imposer un couple résistant au mouvement, lorsque l'utilisateur relâche l'effecteur, le moteur peut tourner déplacer l'effecteur librement car aucun couple de freinage n'est imposé dans la direction du couple moteur.

Le moteur impose un couple C_m et le couple de freinage dans le sens antihoraire et horaire sont appelés C_{ah} et C_h respectivement. La capacité de couple en fonction de la vitesse de rotation θ est schématisée dans la Figure 2(b). Lorsque le couple de consigne et la vitesse ont le même sens, uniquement le moteur peut être activé et le couple maximal correspond au couple maximal du moteur appelé C_s . Si la vitesse est positive (dans le sens antihoraire), un couple horaire peut être généré en activant le moteur et/ou le frein horaire ; le couple maximal correspond à $C_m + C_h$. Le comportement équivalent est observé lorsque la vitesse de rotation est négative.

Considérons maintenant le cas précédemment présenté dans la Fig. 1. Dans la simulation du mur virtuel 1ddl, la force de réaction F_z est générée en activant le moteur et le frein correspondant pour empêcher l'utilisateur de pénétrer dans le mur. Le deuxième frein restera inactif. Lorsque l'utilisateur inverse la force, la force de freinage devient nulle grâce à la roue libre. Le force du moteur n'est pas dissipée et repousse l'effecteur du mur virtuel. Dans le cas en 2ddl, on

activera le frein en fonction de la direction de la valeur de consigne. Par conséquent, sur l'axe B, le moteur et le frein horaire seront activés et imposeront un couple dans la direction désirée. Cependant, sur l'axe A, ce seront le moteur et le frein antihoraire qui seront activés. Comme l'axe tourne dans ce même sens, le couple de freinage est nul et le moteur est libre d'imposer un couple dans la direction souhaitée.

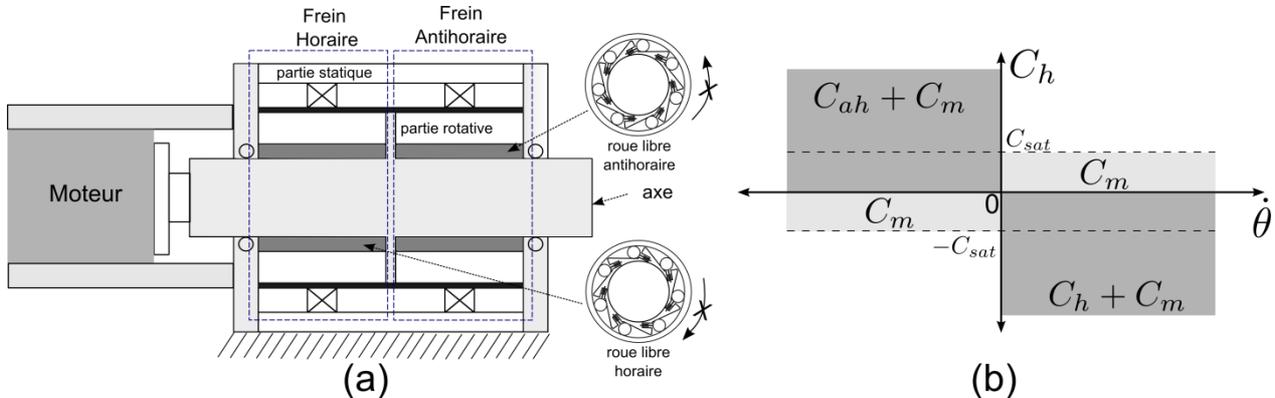


Figure 2 – Concept d'actionneur à frein unidirectionnel (a) et sa capacité de couple en fonction de la vitesse θ (b). Chaque frein est associé à une roue libre montée sur l'axe en opposition et peut soit imposer un couple C_h dans le sens horaire, soit un couple C_{ah} dans le sens antihoraire. Le moteur étant directement connecté à l'axe, peut imposer un couple C_m dans les deux directions. Le couple moteur maximal est noté C_{sat} .

La description détaillée d'un système à roue libre et les lois de commande en impédance sont présentées en [1].

4. Actionneur Hybride Intégré : Conception

L'actionneur comportera un moteur à courant continu et deux freins contrôlables. La technologie choisie pour la conception des freins est celle des fluides magnéto-rhéologiques (MR). Ces fluides se présentent sous forme de suspensions colloïdales de particules ferromagnétiques dans un liquide porteur non-magnétique (huile minérale, silicone ou eau) [19]. Le comportement rhéologique du fluide est présenté dans la Figure 3. Le fluide est confiné entre deux pôles magnétiques. En l'absence de champ magnétique (a), les particules sont distribuées de façon homogène dans le liquide porteur. L'application d'un champ magnétique H provoque l'aimantation des particules qui portent alors un moment magnétique de même direction que les lignes de champ et se comportent comme des dipôles magnétiques qui subissent des forces d'interaction (b). Les particules s'organisent alors sous forme de chaînes suivant l'orientation des lignes de champ (c). Ce phénomène se perçoit en échelle macroscopiquement par un changement quasi-instantané de la viscosité apparente du fluide, et peut être exploité selon trois modes de fonctionnement. Dans le *mode de cisaillement direct* (d), le fluide résiste au déplacement relatif des pôles en produisant une force F proportionnelle à l'intensité du champ, opposée à la vitesse x . Dans le *mode valve* (e), les pôles sont immobilisés; les chaînes résistent à l'écoulement du fluide. La pression P nécessaire à induire le débit Q peut être contrôlée. Dans le *mode de compression* (f) la couche de fluide peut être compressée et la force F requise pour induire la vitesse x dépend de l'intensité du champ magnétique H . En l'absence de champ le comportement du fluide peut être considéré comme newtonien.

Le mode de cisaillement direct est couramment utilisé pour la conception de freins rotatifs. Une couche de fluide est placée entre deux plaques d'un matériau ferromagnétique. Le flux magnétique est généré par une bobine et l'intensité du champ est contrôlée par le courant électrique. Si les lignes de champ traversent le fluide perpendiculairement à la surface, les chaînes de particules interagissent avec les parois magnétiques et résistent au cisaillement du fluide. En utilisant le modèle viscoplastique de Bingham [20], on considère que la contrainte de cisaillement du fluide dépend d'une part de son comportement newtonien, c'est-à-dire, de la viscosité inhérente et de la vitesse de rotation, et d'autre part d'une composante corrélative au champ magnétique. Le couple total est obtenu en intégrant la contrainte de cisaillement sur toute la surface utile. Le couple de freinage devient alors proportionnel à l'intensité du courant [21].

Nous retrouvons deux principales configurations de freins rotatifs comme schématisé dans la Figure 4. Le frein à disque (a) est composé par deux plaques parallèles dans lesquelles une couche fine de fluide est confinée. Les lignes de champ traversent le fluide parallèlement à l'axe de rotation. Dans la deuxième configuration de base (b), le fluide est placé entre deux cylindres concentriques et les lignes de champ traversent le fluide orthogonalement à l'axe de rotation. La combinaison de plusieurs couches de fluide en parallèle, dans une configuration multidisque (c) ou multicylindre (d) permet d'augmenter le couple de freinage pour un volume donné.

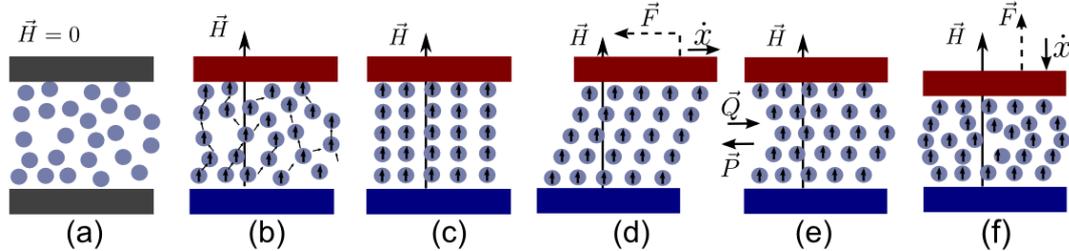


Figure 3 – Comportement rhéologique des fluides MR. Les particules sont dispersées de manière homogène dans le liquide porteur (a). L'action d'un champ magnétique H induit l'aimantation des particules (b) qui forment des chaînes (c). Le fluide impose une force F opposée à la vitesse des pôles x (d)(f) ou une pression P opposée au débit du fluide Q .

Plusieurs paramètres doivent être pris en compte pour le choix d'une géométrie de frein. Tout d'abord, selon Fauteux et *al.* [22], un actionneur adapté aux interfaces à retour de force doit présenter une haute capacité de couple par unité de volume, haute bande passante et faible couple résiduel dû à l'inertie et aux frottements.

Un modèle analytique a été développé pour chaque type de frein afin d'évaluer les performances en termes de couple par unité de volume, de consommation électrique, de temps de réponse et de couple visqueux. Le modèle considère le nombre de couches de fluide, les dimensions externes du frein, les caractéristiques électriques de la bobine, le type de fluide ainsi que les saturations magnétiques. Sous hypothèse de non saturation du fluide, les résultats démontrent que le frein multicylindre produit d'autant plus de couple par unité de volume par rapport à un frein multidisque que le rapport longueur externe/diamètre externe est faible, mais requiert plus de puissance d'actionnement. Cette configuration a été retenue pour la conception des freins.

A partir du modèle analytique développé, trois fonctions de coût portant sur les rapports couple/volume, couple contrôlable/couple visqueux et couple/constante de temps ont été définies pour l'optimisation des dimensions du frein. Le circuit magnétique est dimensionné de sorte à ce que l'entrefer et le fluide atteignent leur saturation pour la même valeur de flux magnétique. Les résultats ont été validés en utilisant une simulation par éléments finis.

La vue en coupe de l'actionneur comprenant deux freins MR modulaires et un moteur Maxon RE40 est présentée dans la Figure 5. Chaque frein possède 4 couches de fluide de 0.5mm d'épaisseur et 7mm de longueur avec 22.5, 24, 25.5 et 27 mm de rayon respectivement. Sur l'axe commun, directement connecté au moteur, sont montées les roues libres en opposition, chacune étant confinée à l'intérieur du cylindre rotatif (A). Celui-ci est connecté à un disque amagnétique (B) qui supporte les cylindres rotatifs ferromagnétiques (C). Le circuit magnétique est formé par le support statique (D), dans lequel la bobine est située et le cylindre ferromagnétique (D) attaché, et par le noyau extérieur (F). L'ensemble est connecté à l'axe de rotation par l'intermédiaire de deux roulements à bille. L'étanchéité du fluide est assurée par des joints à lèvres sans ressort de pression.

Selon les résultats de la simulation, la saturation du fluide sur la plus petite couche est atteinte pour une force électromotrice de 340A.tour. En régime normal, le fil de la bobine peut supporter une densité de courant allant jusqu'à 5A/mm². La bobine possède donc 475 tours de fil de cuivre de 0.25mm de diamètre. Le point de saturation du fluide est atteint à 0.72A. Le couple théorique est de 3.2Nm. Lorsque le frein est exploité jusqu'à la saturation de la plus grande couche de fluide (0.9A), le couple de freinage est de 4.9Nm. Les freins ont été fabriqués en utilisant de l'aluminium pour les pièces amagnétiques et du fer pur (Telar 57) pour les parties ferromagnétiques. Chaque frein possède 30mm de diamètre et 39mm de longueur.

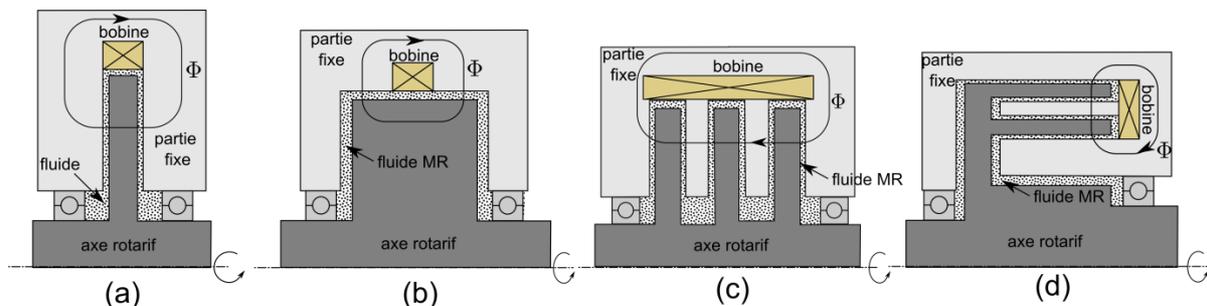


Figure 4 – Différentes configurations de freins MR rotatifs : frein à disque (a), frein à cylindre (b), frein multidisque (c) et multicylindres (d). Le flux magnétique Φ est généré par une bobine.

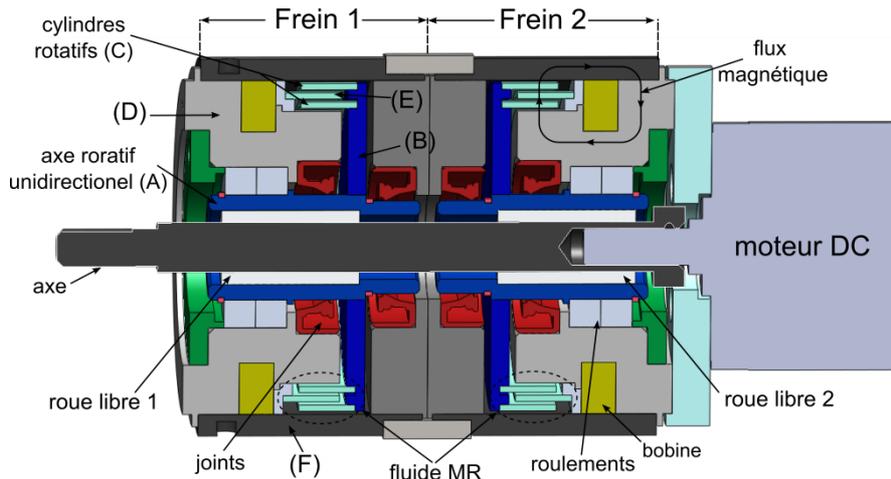


Figure 5 : Vue en coupe de l'actionneur hybride. Le système est composé par deux freins modulaires. Autour de l'axe de rotation commun, une première roue libre est montée (Frein 1). Sur le support amagnétique (A) sont placés les roulements, les joints d'étanchéité ainsi que le support des cylindres (B). Quatre couches de fluide (C et E) forment le circuit magnétique avec le noyau extérieur (F). Le flux magnétique est généré par la bobine montée sur le support ferromagnétique (D). Les deux roues libres étant montées en opposition, chaque frein ne peut produire un effort que dans un sens imposé. Le moteur, directement connecté à l'axe, peut cependant imposer un couple dans les deux directions.

4.1 Caractérisation

L'actionneur complet a été connecté à un motoréducteur DC (Maxon motor RE40 avec un réducteur de vitesse 50:1), qui fournit le couple et la vitesse d'excitation, à travers un capteur de couple rotatif Sensor Development 01324. Les freins sont contrôlés en courant par deux contrôleurs analogiques proportionnel-intégral (PI). Les consignes de courant sont générées par un contrôleur discret Silabs C8051F120. La position de l'axe de l'actionneur est mesurée avec un encodeur optique à 500 impulsions par tour. Le motoréducteur est activé à une vitesse constante et un courant à forme d'onde triangulaire est ensuite envoyé aux freins. Le courant est incrémenté de 1mA toutes les 10ms, jusqu'à atteindre 0.9A et ensuite revient à zéro selon la même forme d'onde. Le couple de freinage, la vitesse de rotation et le courant sont acquis à une fréquence de 2.5kHz.

Le couple de freinage en fonction du courant est présenté dans la Figure 6(a). L'influence de la vitesse de rotation est présentée dans la Figure 6(b). A la saturation théorique du fluide (0.72A) le couple mesuré est de 4.5Nm, ce qui correspond à un écart de +40% par rapport à la théorie. Cependant, à la saturation totale (0.9A), le couple maximal mesuré est de 5.3Nm i.e. +7% par rapport au modèle. L'influence de la vitesse de rotation est négligeable. Le couple dû au frottement de Coulomb est de 30mNm.

La résistance électrique et l'inductance mesurées pour la bobine sont de 24Ω et 22mH respectivement. La constante de temps est de 0.83ms et la puissance électrique d'actionnement est de 20W.

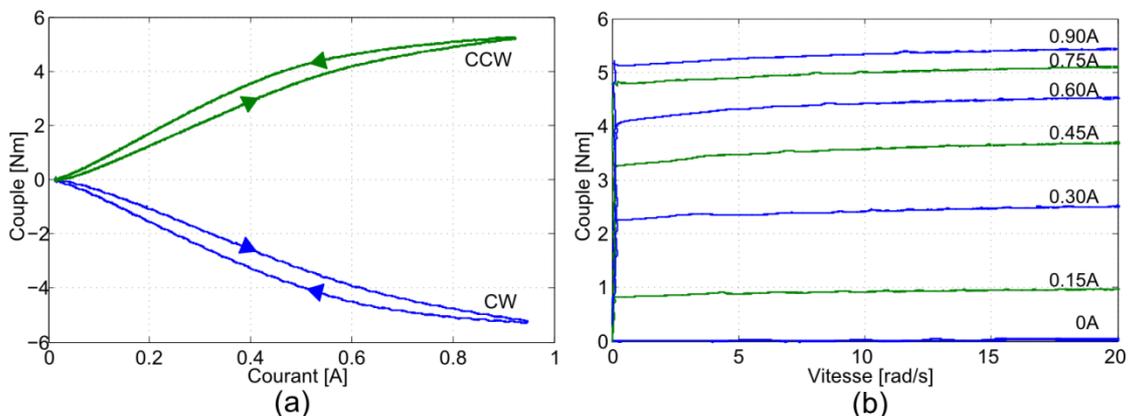


Figure 6 – Couple de freinage en fonction du courant électrique (a) et de l'influence de la vitesse (b). Le couple maximal mesuré est de 5.3Nm à 0.9A. L'influence de la vitesse est négligeable par rapport au couple contrôlable.

5. Actionneur Hybride Intégré : Commande

Les lois de commande doivent être indépendantes de l'environnement virtuel et ont pour objectif de définir la collaboration frein/moteur pour assurer la stabilité de l'interaction. La capacité de couple actif est limitée à 200mNm et de couple passif à 5.3Nm.

Le modèle simplifié de la boucle de commande est présenté dans la Figure 7(a). L'interface est modélisée par une inertie J et un coefficient de frottement visqueux b . L'opérateur est considéré comme une impédance passive appelée $Z_0(p)$ et applique un couple C_z . Le moteur et les freins imposent un couple C_m et C_f respectivement, avec $C_f = C_h + C_{ah}$. Le système est commandé par un contrôleur discret selon une période d'échantillonnage T . La position et la vitesse de l'axe sont notées θ et $\dot{\theta}$. La conversion discret/continu est réalisée par un bloqueur d'ordre zéro (BOZ).

L'environnement virtuel est représenté par la fonction $H(z)$, linéaire ou non, qui contient le modèle mathématique des éléments à simuler et détermine le couple de consigne C_h^* en fonction de la position mesurée. L'environnement virtuel observé par la boucle d'asservissement équivaut à un gain variable entre la position et le couple de consigne. Plus précisément, cela représente une raideur de simulation variable. Une raideur élevée peut donc conduire le moteur à l'instabilité tandis que les freins ne sont pas limités en termes de raideur.

La raideur maximale qui peut être simulée par le moteur avant l'instabilité est appelée k_{lim} . L'algorithme de commande, schématisé dans la Figure 7(b), limite la raideur simulée par le moteur à cette valeur maximale et utilise le frein pour compenser la différence avec la raideur de consigne k . L'algorithme de commande suit les étapes suivantes :

1. A partir de la variation du couple de consigne calculé par l'environnement virtuel et de la position mesurée, le contrôleur déduit la raideur instantanée de l'environnement virtuel.
2. Si la raideur désirée ne dépasse pas la raideur maximale supportée par le moteur, le couple est transmis au moteur jusqu'à sa saturation.
3. Si la raideur désirée dépasse la raideur maximale, le moteur simule sa raideur maximale et la différence est assumée par le frein ;
4. Lorsque le moteur sature, la différence entre le couple de consigne et le couple moteur, due à la limitation de la raideur, s'ajoute à celle due à la saturation du moteur. La différence totale est alors compensée par le frein.

De ce fait, la consigne de couple est respectée et la stabilité de l'interaction est assurée. Le choix du frein à activer se réalise en fonction du sens du couple de consigne. Lorsque la vitesse de l'effecteur et le couple de consigne ont la même direction, le frein est désactivé.

La raideur maximale simulée par le moteur est limitée à 6.8Nm/rad. Compte tenu de la résolution de la mesure en position et du couple maximal de freinage, un frein peut simuler jusqu'à 1678Nm/rad pour une vitesse d'interaction inférieure à 0.1 rad/s.

La description détaillée des lois de commande et du critère de stabilité sont disponibles en [2].

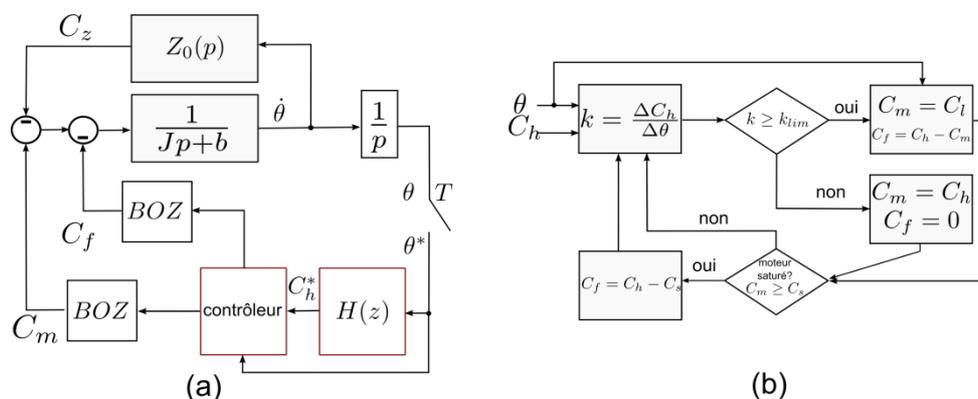


Figure 7 – Boucle de commande simplifiée (a) et algorithme d'adaptation de raideur (b). L'interface possède une inertie J et un coefficient de frottement visqueux b . L'utilisateur est considéré comme une impédance $Z_0(p)$ et impose un couple C_z . Le couple moteur et de freinage sont notés C_m et C_f . L'environnement virtuel est la fonction $H(z)$ qui détermine le couple de consigne C_h en fonction de la position θ . La conversion entre les domaines continu et discret est effectuée par le bloqueur d'ordre zéro (BOZ) selon une période T . En (b), la capacité maximale de couple moteur et le couple maximal admis selon la raideur maximale avant l'instabilité sont notés C_s et C_l respectivement.

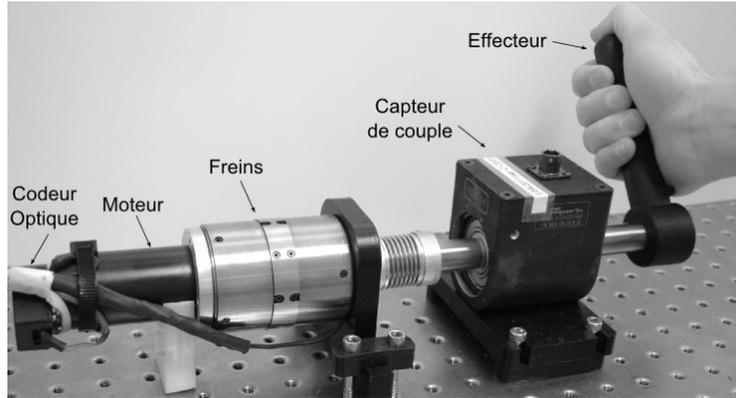


Figure 8 – Actionneur hybride intégré lors des tests utilisateur. Le capteur de couple n'est pas utilisé pour la commande. La position est mesurée en utilisant un encodeur incrémental avec 500 impulsions par révolution.

6. Résultats Expérimentaux

La Figure 8 présente l'actionneur hybride. Afin de valider les lois de commande, l'environnement virtuel simule un ressort de torsion à faible et haute raideur.

Dans le premier test, la raideur du ressort virtuel correspond à la raideur maximale supportée par le moteur (6.8Nm/rad). Le résultat expérimental est présenté dans la Figure 9(a). Lorsque l'effecteur touche le ressort à 0.5rad, le contrôleur calcule la raideur de l'environnement virtuel et le couple de consigne est transféré au moteur. Le frein reste désactivé car toute la raideur peut être assumée par le moteur. Lorsque le couple maximal du moteur est atteint (A), la différence est compensée par le frein et la consigne de couple est respectée.

La Figure 9(b) présente la simulation d'un ressort de torsion de 60Nm/rad. Cette raideur dépasse la valeur maximale supportée par le moteur. Lorsque l'effecteur atteint le ressort, le couple envoyé au moteur est limité de sorte que la raideur simulée ne dépasse pas la valeur maximale de 6.8Nm/rad. La différence est assurée par le frein qui simule une raideur de 53.2Nm/rad jusqu'à la saturation du moteur (A). Lorsque le moteur devient saturé, le frein simule une raideur de 60Nm/rad.

Les freins sont désactivés lorsque l'utilisateur inverse la vitesse pour décompresser le ressort (pas visible sur les courbes). Dans ce cas, la raideur de décompression simulée correspond à la raideur maximale du moteur. En utilisant ces lois de commande, la consigne de couple est respectée en utilisant et le frein et le moteur, le système est ainsi maintenu stable. En outre, des forces d'interaction importantes peuvent être simulées sans présenter de danger pour l'utilisateur.

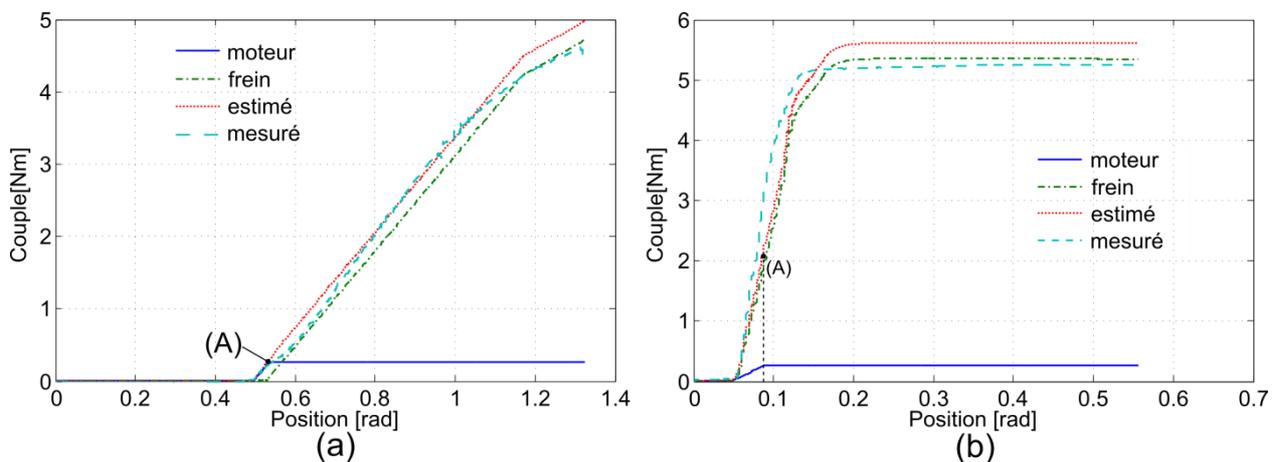


Figure 9 – Simulation d'un ressort de torsion à 6.8Nm/rad (a) et 60Nm/rad (b). La raideur maximale simulée par le frein est limitée à 6.8Nm/rad. Dans le premier cas (a), la raideur désirée est transférée au moteur jusqu'à sa saturation (A). A partir de ce point la raideur est compensée par le frein. Dans le deuxième cas (b) la raideur désirée dépasse la valeur maximale. La différence est envoyée au frein qui assume l'intégralité de la raideur lorsque le moteur devient saturé (A).

7. Conclusion

La conception et la commande d'un actionneur hybride frein/moteur pour interface à retour d'effort a été traitée dans cet article. L'actionneur est composé de deux freins magnétorhéologiques et un moteur à courant continu. Chaque frein est associé à une roue libre afin d'imposer un couple de freinage dans une seule direction. De ce fait, le couple moteur n'est pas dissipé dans les freins et l'impédance présentée à l'utilisateur peut être contrôlée sans mesure de couple.

L'actionneur a été modélisé, optimisé et fabriqué. Un frein possède 39mm de longueur, 30mm de rayon et consomme 20W. Le couple de freinage peut varier de 0.03Nm à 5.3Nm. Cela représente un rapport couple/volume de 48.1kN/m². Dans un volume 75% inférieur à celui d'un frein commercial (Lord Corp. RD-2078-01 (12.5kN/m²) [23]), le frein présente 23% de couple supplémentaire. En outre, le frein développé possède un rapport couple maximal/minimal 17.6 fois supérieure au frein commercial.

En régime nominal, le moteur composant l'actionneur peut générer 0.2Nm, ce qui correspond à un couple par unité de volume de 2.24kN/m². Par conséquent, le couple maximal de l'actionneur hybride est de 5.5Nm. Pour atteindre ce couple, le moteur devrait être associé à un réducteur de vitesse avec un rapport de réduction de 27.5:1.

Le Tableau 1 présente une comparaison entre le moteur seul, le moteur associé à ce réducteur idéal, le frein seul et l'actionneur hybride. On considère une transmission idéale à galet d'entraînement, sans frottement ni inertie. L'inertie et le frottement visqueux des freins ont été déterminés expérimentalement par la réponse en vitesse à une excitation en couple de type échelon.

Tableau 1 – Comparaison entre le frein, l'actionneur hybride, le moteur seul et le moteur avec réducteur idéal

	Moteur Seul	Motoréducteur	Frein Seul	Act. Hybride
Couple maximal [Nm]	0.2	5.5	5.3	5.5
Rapport de réduction	1	27.5	1	1
Puissance électrique [W]	150	150	20	170
Inertie [gcm ²]	134	101k	279	692
Coef. Frot. Visqueux [μ Nms]	5.24	144	567	732
Frottement Sec [mNm]	4.16	114.4	25.8	30
Couple/volume [kN/m ²]	2.24	-	48.1	17.75
Raideur [Nm/rad]	6.8	187	1678	1678

Les résultats démontrent que l'actionneur hybride présente un rapport couple/volume 7.9 fois supérieur à un moteur seul. L'actionneur complet possède 146 fois moins d'inertie par rapport au moteur associé à la transmission idéale et 73% moins de frottements secs. Le coefficient de frottement visqueux est cependant plus élevé. Or, compte tenu des frottements secs, l'actionneur hybride génère globalement moins de frottement pour des vitesses d'interaction inférieures à 142 rad/s (ou 22.7 tours/sec), ce qui est généralement le cas pour une interaction haptique.

Les lois de commande réalisent le partage optimal du couple de consigne entre les freins et le moteur et assurent la stabilité de l'interaction. Les gains d'asservissement sont ajustés en temps réel de manière à ce que le moteur demeure dans la plage de stabilité tandis que le frein compense la différence entre le couple moteur et le couple de consigne. De cette façon, la participation du moteur est maximisée et assure la restitution d'une partie de l'énergie d'interaction. De plus, des forces importantes peuvent être simulées sans présenter de danger à l'utilisateur.

La conception de l'actionneur, ainsi que les lois de commandes indépendantes de l'application et de l'environnement virtuel, permettent l'utilisation d'un tel dispositif dans une large gamme d'interfaces à retour haptique.

Références

- [1] C. Rossa, J. Lozada, et A. Micaelli, « A new hybrid actuator approach for force-feedback devices », in *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2012 IEEE/RSJ International Conference on*, 2012, p. 4054 □4059.
- [2] C. Rossa, J. Lozada, et A. Micaelli, « Stable haptic interaction using passive and active actuators », in *Robotics and Automation (ICRA), 2013 IEEE International Conference on*, 2013.
- [3] C. Rossa, J. Lozada, et A. Micaelli, « Interaction Power Flow Based Control of a 1-DOF Hybrid Haptic Interface », in *Haptics: Perception, Devices, Mobility, and Communication*, vol. 7283, P. Isokoski et J. Springare, Éd. Springer Berlin Heidelberg, 2012, p. 151 □156.
- [4] J. E. Colgate et G. Schenkel, « Passivity of a class of sampled-data systems: application to haptic interfaces », in *American Control Conference, 1994*, 1994, vol. 3, p. 3236 □ 3240 vol.3.
- [5] J. E. Colgate, M. C. Stanley, et J. M. Brown, « Issues in the haptic display of tool use », in *Intelligent Robots and Systems 95. « Human Robot Interaction and Cooperative Robots », Proceedings. 1995 IEEE/RSJ International Conference on*, 1995, vol. 3, p. 140 □145 vol.3.
- [6] B. Hannaford et J.-H. Ryu, « Time-domain passivity control of haptic interfaces », *Robotics and Automation, IEEE Transactions on*, vol. 18, n° 1, p. 1 □10, févr. 2002.
- [7] F. Conti et O. Khatib, « A New Actuation Approach for Haptic Interface Design », *The International Journal of Robotics Research*, vol. 28, n° 6, p. 834 □848, 2009.
- [8] M. Badescu, C. Wampler, et C. Mavroidis, « Rotary haptic knob for vehicular instrument controls », in *Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2002. HAPTICS 2002. Proceedings. 10th Symposium on*, 2002, p. 342 □343.
- [9] D. Chapuis, R. Gassert, E. Burdet, et H. Bleuler, « Hybrid Ultrasonic Motor and Electrorheological Clutch System for MR-Compatible Haptic Rendering », in *Intelligent Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference on*, 2006, p. 1553 □1557.
- [10] D. S. Walker, D. J. Thoma, et G. Niemeyer, « Variable impedance magnetorheological Clutch Actuator and telerobotic implementation », in *Intelligent Robots and Systems, 2009. IROS 2009. IEEE/RSJ International Conference on*, 2009, p. 2885 □2891.
- [11] J. Chen et W.-H. Liao, « Design and testing of assistive knee brace with magnetorheological actuator », in *Robotics and Biomimetics, 2008. ROBIO 2008. IEEE International Conference on*, 2009, p. 512 □517.
- [12] J. An et D.-S. Kwon, « Haptic experimentation on a hybrid active/passive force feedback device », in *Robotics and Automation, 2002. Proceedings. ICRA 02. IEEE International Conference on*, 2002, vol. 4, p. 4217 □ 4222 vol.4.
- [13] J. An et D.-S. Kwon, « Virtual Friction Display of Hybrid Force Feedback Interface with Actuators Comprising DC Motor and Magnetorheological Brake », in *IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on*, 2006, p. 3997 □4002.
- [14] Y.-J. Nam et M.-K. Park, « A hybrid haptic device for wide-ranged force reflection and improved transparency », in *Control, Automation and Systems, 2007. ICCAS '07. International Conference on*, 2007, p. 1015 □1020.
- [15] J. An et D.-S. Kwon, « Stability and Performance of Haptic Interfaces with Active/Passive Actuators Theory and Experiments », *The International Journal of Robotics Research*, vol. 25, n° 11, p. 1121 □1136, 2006.
- [16] O. Baser, E. I. Konukseven, et H. Gurocak, « Stability and transparency improvement in haptic device employing both MR-brake and active actuator », in *RO-MAN, 2012 IEEE*, 2012, p. 12 □18.
- [17] T.-B. Kwon et J.-B. Song, « Force display using a hybrid haptic device composed of motors and brakes », *Mechatronics*, vol. 16, n° 5, p. 249 □ 257, 2006.
- [18] C. Ott, R. Mukherjee, et Y. Nakamura, « Unified Impedance and Admittance Control », in *Robotics and Automation (ICRA), 2010 IEEE International Conference on*, 2010, p. 554 □561.
- [19] A. G. Olabi et A. Grunwald, « Design and application of magneto-rheological fluid », *Materials & Design*, vol. 28, n° 10, p. 2658 □ 2664, 2007.
- [20] J. Lindler et N. M. Wereley, « Quasi-steady Bingham plastic analysis of an electrorheological flow mode bypass damper with piston bleed », *Smart Materials and Structures*, vol. 12, n° 3, p. 305, 2003.
- [21] C. Rossa, J. Lozada, et A. Micaelli, « Magnetic flux analysis on magnetorheological actuators can detect external force variation », in *Sensors, 2012 IEEE*, 2012, p. 1 □4.
- [22] P. Fauteux, M. Lauria, M.-A. Legault, B. Heintz, et F. Michaud, « Dual differential rheological actuator for robotic interaction tasks », in *Advanced Intelligent Mechatronics, 2009. AIM 2009. IEEE/ASME International Conference on*, 2009, p. 47 □52.
- [23] D. J. Carlson, D. F. Leroy, J. C. Holzheimer, D. R. Prindle, et R. H. Marjoram, « Controllable brake », U.S. Patent 5842547janv-1998.