

Conception et Optimisation Structurale des Maillons d'un Manipulateur Parallèle Sphérique à Trois Degrés de Liberté

J. Angeles, L. Slutski, C.-P. Teng et F. Bidault

McGill Research Centre for Intelligent Machines & Department of Mechanical Engineering, Université McGill
Montréal, Québec, Canada H3A 2K6

1 Introduction

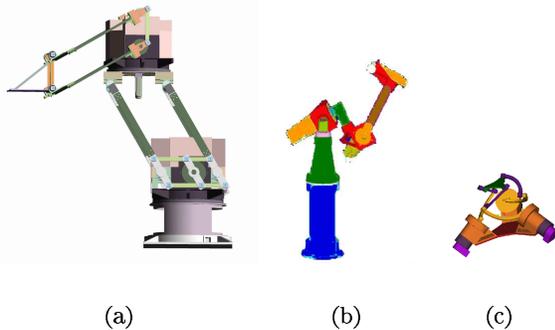


Figure 1: (a) Macromanipulateur (b) Bras Cuatro (c) Poignet Agile

Cet article porte sur l'un de trois modules, montrés en Fig. 1(a)-(c), d'un manipulateur à 11 ddl, d'une portée de 3.5 m, destiné aux tâches de grenailage, de nettoyage et de peinture dans l'industrie aéronautique. Les modules de la Fig. 1 sont (a) le bras porteur dit "macro", (b) le Bras Cuatro à quatre ddl pour des tâches de positionnement de l'extrémité du dernier maillon et (c) le Poignet Agile (PA).

Le PA, dont le nom et l'architecture proviennent de l'Oeil Agile développé par Clément Gosselin et son équipe à l'Université Laval, Québec, est un manipulateurs phérique servant à l'orientation de l'outil.

Le manipulateur sphérique en question comporte deux éléments principaux : la base, fixée rigidement au Bras Cuatro, et la plate-forme mobile, susceptible de rotations quelconques autour d'un point fixe (relatif à la base), appelé centre du poignet. Ces deux plate-formes sont couplées au moyen d'articulations rotoïdes par trois jambes identiques, constituées chacune de deux segments, le maillon proche et le maillon distant, eux-mêmes couplés par une liaison intermédiaire de type rotoïde ; seules les articulations situées à la base sont actionnées. Tous les axes des articulations sont concurrents au centre du poignet et les axes voisins d'un même maillon sont orthogonaux, ce qui procure à ce manipulateur non seulement une configuration isotropique mais aussi un indice global d'isotropie maximum [1].

La symétrie et la disposition en parallèle des jambes de ce manipulateur, ainsi que ses qualités isotropiques, permettent d'obtenir une très bonne précision, performance primordiale

dans le cahier des charges du robot, puisque tout écart de position de l'outil peut endommager sérieusement l'objet sur lequel s'exécute la tâche. La flexibilité interne des maillons est un autre facteur qui peut réduire de manière significative la précision du PA. Dans la plupart des cas, forme et section des maillons d'un manipulateur sont fixées arbitrairement. En concevant le PA, nous nous sommes efforcés d'effectuer une sélection efficace des paramètres géométriques des maillons afin d'améliorer la raideur globale de la structure sans pour autant alourdir l'ensemble. Ce problème a été traité comme un problème d'optimisation structurale à multi-niveaux, dont l'objectif final est de minimiser la charge et donc les inerties supportées par le Bras Cuatro mais aussi les déflexions internes dans les maillons du PA.

2 Détermination des efforts externes

Dans le but de procéder à l'optimisation, il était nécessaire de définir les contraintes extérieures s'exerçant sur les maillons, considérés alors comme des corps rigides ; cette analyse des efforts doit non seulement prendre en compte des spécifications externes dues aux forces exercées par l'outil sur le mécanisme, mais aussi les efforts transmis via les articulations cinématiques du mécanisme. L'approche cinéto-statique consistant à utiliser la matrice Jacobienne du mécanisme pour étudier la transmission des efforts s'avère insuffisante puisqu'elle ne traduit que les relations d'équilibre des moments. Toute force dont la droite d'action passe par le centre du poignet ne peut donc pas être prise en compte par cette analyse. Une autre approche consiste à dresser le bilan des efforts pour chaque maillon du mécanisme en considérant ceux-ci comme des corps libres. Cette méthode se trouve plus appropriée pour déterminer les efforts de liaison, mais le système des moments et forces dans le cas du PA est indéterminé. En effet, le mécanisme totalisant neuf articulations rotoïdes, $9 \times 5 = 45$ inconnues des efforts sont à déterminer. Or, si l'on applique le principe de l'équilibre statique pour chaque maillon mobile, soit la plate-forme mobile, les trois maillons proches et les trois maillons distants, on obtient $7 \times 6 = 42$ équations d'équilibre qui nous permettent certes de réduire le système d'inconnues qui reste cependant indéterminé.

Dans le cas où le PA est au repos dans sa configuration nominale, les liaisons non-actionnées peuvent être remplacées par des liaisons de type verrouille [2] : les composantes radiales des forces sont toutes nulles et le système devient statiquement déterminé. Ces efforts externes, majorés

par un coefficient de sécurité, ont alors été introduits pour l'analyse statique par éléments finis de la structure interne. Cette analyse nous a permis de procéder à l'optimisation via un algorithme d'optimisation se basant sur la méthode du gradient projeté (GDP).

3 La Procédure d'Optimisation

Les problèmes d'optimisation structurelle sont souvent mathématiquement complexes, longs à résoudre et conditionnés à l'existence d'une solution réalisable. C'est pourquoi nous avons décidé de décomposer le problème d'optimisation des maillons en deux niveaux, le premier consistant à définir la courbe neutre des maillons, montrée en Fig. 2, dont la détermination a fait l'objet d'une communication antérieure [3].

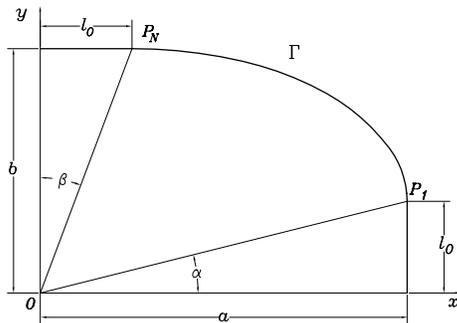


Figure 2: La courbe neutre du maillon proche

Le second niveau consiste à définir la section des maillons en chaque point de la courbe de manière à assurer à la fois une raideur maximale pour un poids minimum. Cette étape faisait intervenir deux sous-problèmes : trouver la forme de la section optimale et pour cette section, trouver le nombre minimum de points (ou de sections à dimensions variables) sur la courbe ; le maillon optimal est alors obtenu en faisant glisser la section d'un point à un autre, tout en maintenant le plan de la section normalement à la courbe. Diverses formes de sections ont été testées, le critère étant alors de minimiser la masse totale du lien, assujéti à des limites géométriques et à des contraintes sur les efforts maximaux dans la structure. Le problème fut résolu tout d'abord pour un seul point (section à dimension constante le long de la courbe), puis deux, trois, cinq, la masse des maillons variant de manière négligeable au delà de ce nombre. Les formes de section ne permettant pas de résister aux efforts ou conduisant à des structures trop lourdes ont été peu à peu éliminées ; nous avons finalement gardé le modèle minimisant les variations d'énergie de déformation par unité de volume pour satisfaire au critère de Venkayya [4] et obtenir la structure avec la plus grande raideur interne. La forme optimale de la section pour les deux maillons est circulaire. Il est à noter que les maillons satisfaisant au critère de Venkayya font intervenir en fait peu de sections variables : deux sections variables pour le maillon proche mais une seule pour le maillon distant (Fig. 3). Pour les parties droites des maillons, soit celles des extrémités tel qu'illustré en Fig. 2, nous sommes

partis d'une forme générale parallépipédique dont la section en contact avec l'extrémité circulaire est de forme carré. Les dimensions de cette section sont juste assez grandes pour pouvoir inscrire à l'intérieur du carré la section circulaire et créer un congé qui assure la jonction en minimisant les contraintes.

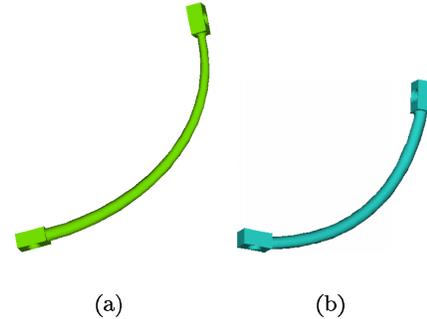


Figure 3: Maillons Optimaux : (a) proche (b) distant

4 Conclusion

La décomposition du problème d'optimisation structurelle des maillons du PA en deux niveaux nous a permis d'aboutir à une forme générale qui satisfait à la fois aux critères de masse minimum et de raideur maximale en nous assurant un nombre minimum de paramètres variables. La recherche de cette solution optimale permet par ailleurs de souligner le problème de mécanismes statiquement indéterminés et dont l'une des issues est de remplacer les articulations cinématiques par un système d'articulations équivalent du point de vue des déplacements, soit des couples cinématiques du type verrouille, mais conduisant statiquement à un système déterminé.

Références

[1] Gosselin, C. et Angeles, J., 1989, The optimum kinematic design of spherical three-degree-of-freedom parallel manipulators. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 111(2):202-207.
 [2] Larochelle, P. et McCarthy, J.M., 1992, Static analysis of spherical nR kinematic chains with joint friction. *Proc. ASME Conf. Flexible Mechanisms, Dynamics and Analysis* 47:173-177.
 [3] Angeles, J., Jabre, L., Slutski, L., St-Jean, M., et Teng, C.-P., 2000, The design of a three-dof parallel robot wrist. *Proc. 3rd Int. Conf. on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering (IDMME'2000)*, May 16 - 19, Montreal, Canada, CD-ROM ISBN 2-553-00803-1.
 [4] Venkayya, V.B., 1971, Design of the Optimum Structure *Computers and Structures* (1): pp. 263-309.