

MARTIN NOËL

**ORTHÈSE ÉLECTRO-HYDRAULIQUE POUR L'ANALYSE
DU CONTRÔLE DE LA MARCHÉ**

Mémoire présenté
à la Faculté des études supérieures de l'Université Laval
dans le cadre du programme de maîtrise en génie mécanique
pour l'obtention du grade de maître ès sciences (M.Sc.)

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

2007

Résumé

Ce mémoire présente l'ensemble des étapes qui ont mené à la conception, la fabrication et l'expérimentation en laboratoire d'une nouvelle orthèse de cheville robotisée permettant d'étudier le contrôle neural de la marche humaine. On y retrouve une description des concepts de base de la marche humaine ainsi qu'un bref résumé des principales orthèses expérimentales actuellement utilisées. De plus, on y retrouve une description détaillée des caractéristiques de cette nouvelle orthèse.

Une analyse qualitative des principaux avantages et inconvénients des systèmes d'actionnement commerciaux a démontré qu'aucun de ces systèmes n'était en mesure d'actionner cette nouvelle orthèse de cheville. Ce mémoire dévoile donc le premier prototype d'un système électro-hydraulique développé pour l'actionnement et le contrôle de l'orthèse. Un modèle mathématique permettant de prédire le comportement de ce système y est d'ailleurs présenté ainsi qu'une description complète du système d'actionnement conçu et développé pour l'actionnement de l'orthèse.

Les performances du système électro-hydraulique mesurées à la suite des essais expérimentaux effectués sur banc d'essai y sont analysées. Des résultats concluants ont mené à la conception et à la fabrication de l'orthèse de cheville.

Finalement, les résultats des premiers tests effectués en laboratoire avec cette nouvelle orthèse de cheville actionnée par le premier prototype d'un système hybride électro-hydraulique y sont analysés.

Table des matières

Résumé	i
Table des matières	ii
Liste des tableaux	vi
Liste des figures	viii
Introduction	1
1 Les recherches sur contrôle de la marche	3
1.1 L'étude de la marche humaine	4
1.2 Les recherches en contrôle locomoteur	4
1.2.1 Les buts poursuivis	4
1.3 Le concept de plasticité locomotrice	5
1.3.1 Analyse de la marche humaine	6
1.3.2 Le comportement de la cheville durant la marche	7
1.4 L'utilisation d'une orthèse de cheville robotisée pour modifier la commande motrice durant la marche	9
1.4.1 Les types de perturbation devant être produits par l'orthèse	9
1.5 Le cahier des charges pour la conception de l'orthèse	10
1.6 Les orthèses existantes	11
1.6.1 Orthèse Yang et al.	11
1.6.2 Orthèse Sinkjaer et al.	12
1.6.3 Orthèse de Blaya et al.	13
1.6.4 Orthèse de Ferris et al.	14

1.7	Discussion	14
2	Actionnement de l'orthèse de cheville	15
2.1	Les 2 types d'actionneurs	16
2.1.1	L'actionneur rotoïde	16
2.1.2	L'actionneur linéaire	18
2.1.3	Comparaison des efforts ressentis pour chacun des deux types d'actionneur	21
2.2	Caractéristiques des principaux actionneurs étudiés	21
2.2.1	Le moteur électrique	22
2.2.2	Le vérin hydraulique	22
2.2.3	Le vérin pneumatique	22
2.2.4	Le muscle pneumatique	23
2.2.5	Développement d'un système hybride : Système d'actionnement <i>Électro-Hydraulique</i>	24
2.2.6	Banc d'essai pour vérifier l'étanchéité d'un vérin pneumatique rempli d'eau	25
2.3	Discussion	26
3	Présentation de la solution retenue (modélisation et design)	27
3.1	Modélisation du système d'actionnement	28
3.1.1	Inertie du fluide	28
3.1.2	Pertes de charge dans les conduites	31
3.1.3	Les pertes de charge dans les garnitures	32
3.1.3.1	Hypothèse pour l'évaluation des pertes de charge se pro- duisant lorsque l'écoulement doit contourner la tige d'un piston	36
3.1.4	Calcul de la force totale devant être exercée par le moteur électrique sur le vérin moteur pour actionner le système	39
3.2	Comportement du système d'actionnement	40
3.2.1	Champ 1 : découplage virtuel	40
3.2.2	Champ 2 : champ constant	41
3.3	Le système d'actionnement	43
3.4	Présentation du mécanisme à 4 barres	44
3.4.1	Choix de design mécanique	46
3.4.2	Sécurité	47
3.4.3	Modification des vérins pneumatiques	49

3.5	Discussion	49
4	Tests préliminaires sur banc d'essai	51
4.1	Objectifs des tests préliminaires	51
4.2	Construction d'un banc d'essai pour la réalisation des tests préliminaires	52
4.2.1	Cahier des charges pour la construction du banc d'essai	52
4.3	Design du banc d'essai	53
4.4	Méthodologie et résultats	54
4.4.1	Mesure des forces et des couples moteurs permettant de vaincre l'inertie du fluide et les pertes de charge	55
4.4.1.1	Contrôle effectué lors de la mesure des couples	56
4.4.1.2	Couples générés par le moteur électrique du système d'actionnement pour produire des trajectoires sinusoïdales	57
4.4.1.3	Couples générés par le moteur électrique du système d'actionnement pour reproduire un patron typique de cheville humaine lors de la marche.	59
4.4.2	Réponse en fréquence du système hydraulique pour un contrôle en position	61
4.4.3	Réalisation d'un découplage virtuel	62
4.4.3.1	Contrôle effectué lors de la mesure des performances du système pour le découplage virtuel	63
4.4.4	Découplage virtuel pour des trajectoires sinusoïdales	63
4.4.5	Découplage virtuel pour un patron typique de cheville humaine	65
4.4.6	Champ de force appliqué directement sur une cheville humaine .	66
4.5	Discussion	70
5	Conception de l'orthèse de cheville	71
5.1	Caractéristiques de l'orthèse	71
5.2	Le choix des matériaux	73
5.2.1	Définition des critères utilisés pour le choix des matériaux	73
5.2.2	Matériaux utilisés pour la construction de l'orthèse	74
5.3	Optimisation des structures mécaniques	75
5.4	Présentation de l'orthèse	79
5.4.1	Choix de design	81
5.4.2	Instrumentation	82
5.4.3	Ergonomie	82
5.5	Discussion	83

6	Essais de l'orthèse en laboratoire	85
6.1	Objectifs des essais effectués avec l'orthèse en laboratoire	86
6.2	Méthodologie	86
6.3	Contrôle	88
6.4	Capacité de l'orthèse à effectuer le découplage virtuel	88
6.5	Utilisation de l'orthèse pour l'application d'un champ de force constant	91
6.6	Utilisation de l'orthèse pour l'application d'un champ de force élastique	92
6.7	Performance de l'orthèse pour l'application d'un champ de force qui est fonction de la position du sujet dans le cycle de marche «champ de force phase-dépendant»	94
6.8	Utilisation de l'orthèse pour l'évaluation du réflexe d'étirement	95
6.9	Discussion	96
	Conclusion	99
	Bibliographie	101
A	Caractéristiques des composantes mécaniques	105
A.1	Composantes mécaniques	105
B	Caractéristiques des capteurs	140
B.1	Capteurs	140

Liste des tableaux

1.1	Cahier des charges.	11
1.2	Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Yang.	12
1.3	Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Sinjkaer.	13
1.4	Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Blaya.	13
1.5	Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Ferris.	14
3.1	Liste des coefficients de perte de charge du système électro-hydraulique [24].	34
3.2	Hypothèses retenues lors de l'évaluation des coefficients de perte de charge.	35
3.3	Coefficients de perte de charge en fonction de la hauteur de la vanne [24].	36
3.4	Coefficients de perte de charge pour le calcul de la régression linéaire.	37
3.5	Les quatre cas possibles.	42
3.6	Calcul de la pression maximale dans le circuit.	42
4.1	Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs permettant de déplacer le fluide à travers le système pour générer les trajectoires sinusoïdales.	57
4.2	Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs permettant de reproduire un patron typique de cheville lors de la marche.	60
4.3	Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs lors du découplage virtuel pour les trajectoires sinusoïdales.	65
4.4	Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs lors du découplage virtuel pour le patron de marche de Winter.	65

5.1	Caractéristiques des matériaux étudiés.	74
5.2	Charge et contraintes appliquées sur les membrures latérales.	76
5.3	Charge et contraintes appliquées sur la semelle.	77
5.4	Charges et contrainte sur le talon articulé.	79

Liste des figures

1.1	(a)LOKOMAT [18]. (b) Système d’actionnement utilisé par le LOKOMAT pour actionner la hanche [18].	5
1.2	Les deux principales phases du cycle de marche.	7
1.3	Position, vitesse et accélération angulaire de la cheville pour une vitesse de marche naturelle.	8
1.4	Convention de signes.	8
1.5	(a) Première version de l’orthèse de Sinkjaer (1995) [2]. (b) Seconde version 2004 [3].	12
1.6	(a) Orthèse de Blaya [6]. (b) SEA series elastic actuator [28].	13
1.7	Orthèse de Ferris fonctionnant avec des muscles pneumatiques [17]. . .	14
2.1	(a)Orthèse avec actionneur rotoïde. (b)Orthèse avec actionneur linéaire.	16
2.2	Diagramme de corps libre pour une orthèse munie d’un actionneur rotoïde. $L_1 = 280mm, L_3 = 135mm, L_5 = 110mm$	17
2.3	Configuration géométrique de l’orthèse.	19
2.4	Diagramme de corps libre pour une orthèse munie d’un actionneur linéaire. $L_1 = 280mm, L_5 = 92mm, L_6 = 110mm, L_7 = 135mm$	20
2.5	Forces appliquées sur le sujet pour un couple constant de $20Nm$	21
2.6	(a) États du muscle pneumatique. (b) Comportement du muscle durant la marche [17].	23
2.7	Schéma du système électro-hydraulique.	25
2.8	Schéma du montage utilisé pour vérifier la viabilité d’un système formé de composantes pneumatiques utilisant l’eau.	26

3.1	Schéma hydraulique du système électro-hydraulique. $D_1 = 20mm, D_C = 6mm, D_R = 8mm, L = 2m$	29
3.2	Schéma des pertes de charge (vérins et connecteurs) $D_c = 6mm, D_{c2} = 4.85mm, D_{c3} = 9.6mm, D_r = 9mm$ et $D_v = 10.5mm$	33
3.3	(a) Vue en coupe du vérin pneumatique. (b) Photo illustrant le phénomène de perte de charge autour de la tige.	36
3.4	(A) Schéma de la vanne. (B) Schéma de la perte de charge provoquée par la présence de la tige du vérin.	37
3.5	Force appliquée par le moteur électrique du système d'actionnement (F_M) pour déplacer le fluide afin d'éliminer totalement les efforts appliqués sur le sujet (découplage virtuel).	41
3.6	(a) Forces appliquées par le système d'actionnement pour produire un couple de $2.5Nm$. (b) Numéro du cas et estimation de la pression maximale dans le système pour l'application d'un couple de $2.5Nm$	43
3.7	(a) Forces appliquées par le système d'actionnement pour produire un couple de $25Nm$. (b) Numéro du cas et estimation de la pression maximale dans le système pour l'application d'un couple de $25Nm$	43
3.8	(a) Système d'actionnement avec crémaillère, (b) Système d'actionnement utilisant un mécanisme à 4 barres.	45
3.9	Mécanisme à 4 barres.	46
3.10	Montage arbre-roulement-couvercle.	47
3.11	Types de vérin.	50
4.1	CAO du banc d'essai conçu pour réaliser les tests préliminaires.	53
4.2	Montage du capteur de couple.	54
4.3	Montage utilisé pour mesurer les couples moteurs permettant de générer les deux types de trajectoires.	55
4.4	Convention de signes. La longueur du bras de levier est de $L = 100mm, L_1 = 291mm, L_{P0}$ et $\lambda = 74deg$	56
4.5	Schéma de contrôle pour la mesure des couples permettant de déplacer l'eau à travers les conduites.	57
4.6	Couples moteurs pour générer les trajectoires sinusoïdales.	58
4.7	Longueur du bras de levier en fonction de l'angle θ et couple appliqué en fonction de l'angle θ pour une fréquence de $1Hz$	59
4.8	Couples moteurs permettant de générer le patron de Winter.	60
4.9	Diagramme de Bode du système hydraulique.	62

4.10	Montage utilisé pour mesurer les performances lors du découplage virtuel.	63
4.11	Schéma de contrôle pour la mesure des performances du système lors du contrôle en force.	64
4.12	Découplage virtuel pour des trajectoires sinusoïdales.	64
4.13	Découplage virtuel pour des trajectoires de cheville humaine.	66
4.14	Montage du système d'actionnement avec le banc d'essai muni de la pédale d'actionnement.	67
4.15	Schéma de contrôle avec la pédale d'actionnement.	67
4.16	Découplage virtuel avec la pédale d'actionnement.	68
4.17	Champ de force constant de $-5Nm$	69
4.18	Champ élastique.	69
5.1	Charge et contraintes appliquées sur les membrures latérales.	76
5.2	Déformations des membrures latérales (mm).	76
5.3	Charge et contraintes appliquées sur la semelle.	78
5.4	Déformations de la semelle (mm).	78
5.5	Contraintes appliquées sur la semelle (MPa).	78
5.6	Charges appliquées sur le talon articulé.	79
5.7	Déformations du talon articulé (mm).	80
5.8	Contraintes du talon articulé (MPa).	80
5.9	(a)Orthèse d'aluminium. (b)Orthèse munie des éléments d'ajustements.	80
5.10	Montage de l'encodeur optique.	81
5.11	Montage du capteur de force (tension/compression).	83
6.1	Configuration du laboratoire lors de l'expérimentation.	87
6.2	Convention de signes.	87
6.3	Schéma de contrôle pour l'asservissement de l'orthèse de cheville. . . .	88
6.4	Position articulaire et couple appliqué sur l'articulation du sujet lors du découplage virtuel et lorsque le système d'actionnement est déconnecté de l'orthèse.	90
6.5	Position articulaire et couple appliqué lors de l'application d'un champ de force constant de $-5Nm$	92
6.6	Position articulaire, couple appliqué lors de l'application d'un champ de force élastique de la forme $\tau = \theta$	93
6.7	Couple appliqué en fonction de la position articulaire.	93

6.8	Position articulaire, couple appliqué et courant envoyé au moteur lors de l'application d'un champ de force permettant d'assister le début de la poussée plantaire.	95
6.9	Position articulaire et EMG recueillis lors du réflexe d'étirement produit durant la période d'oscillation.	97

Introduction

Des études indiquent qu'en 2010, 15% de la population canadienne aura recourt à des services de réadaptation. L'optimisation de ces programmes est donc un élément qui doit être fortement encouragé par les différents organismes subventionnaires du système de santé. En favorisant le développement des connaissances sur le contrôle effectué par le système nerveux lors de la locomotion humaine, il sera possible d'optimiser les méthodes utilisées pour l'entraînement des personnes souffrant de problèmes de locomotion et d'améliorer leur qualité de vie tout en minimisant les coûts engendrés par le processus de réadaptation.

Pour réaliser des études sur l'adaptation du système locomoteur humain, un laboratoire de recherche du CIRRIS (Centre Interdisciplinaire de Recherche en Réadaptation et en intégration Sociale) dirigé par le Dr. Laurent Bouyer a décidé d'utiliser une orthèse de cheville appliquant des champs de perturbation pendant la marche. Pour effectuer ce type d'études, les orthèses de cheville conçues au cours des dernières années par d'autres laboratoires à travers le monde sont inadéquates. Le principal inconvénient de ces orthèses expérimentales provient du fait que le contrôle en force est souvent déficient [2], [3],[14]. Lorsqu'il est efficace, celui-ci est majoritairement réalisé par un moteur électrique situé à proximité des muscles du sujet rendant alors l'acquisition des signaux EMG (électromyographiques) impossible [6] due à la présence de champs magnétiques affectant la qualité des mesures recueillies.

Il m'a été proposé sous la supervision du professeur de génie mécanique monsieur Clément Gosselin de me joindre au groupe de recherche du Dr. Bouyer pour faire la conception, la fabrication et la validation d'une nouvelle orthèse de cheville permettant d'effectuer de nouvelles recherches sur le contrôle de la marche humaine.

De la modélisation du système, passant par l'expérimentation sur banc d'essai et en laboratoire, ce travail présente le développement complet d'une nouvelle orthèse de cheville permettant d'étudier plusieurs aspects du contrôle de la marche humaine.

Chapitre 1

Les recherches sur contrôle de la marche

Ce chapitre introduit les concepts de base de la marche humaine ainsi que les principaux objectifs des recherches réalisées en réadaptation physique. De plus, il présente les hypothèses émises par le Dr. Bouyer en ce qui concerne le contrôle de la marche. Le Dr. Bouyer est professeur sous-octroi à la Faculté de médecine de l'Université Laval. Celui-ci tentera de démontrer ses hypothèses avec l'aide de l'orthèse de cheville qui fait l'objet de ce mémoire. Finalement, un bref rappel des principales caractéristiques des différentes orthèses de cheville robotisées conçues au cours des vingt dernières années conclut ce chapitre.

1.1 L'étude de la marche humaine

La marche humaine est un phénomène qui semble simple parce qu'elle s'exécute de façon naturelle et quasi involontaire. En effet, l'activation des groupes musculaires qui permettent à une personne de marcher peut s'effectuer sans nécessiter une grande attention de celle-ci. La marche peut d'ailleurs s'effectuer même si d'autres tâches telles que la lecture et la manipulation d'objets sont exécutées simultanément.

Ce sont les structures neurales spinales et supra-spinales qui permettent d'exécuter les mouvements des membres inférieurs avec une grande précision et une excellente efficacité. Lors de la marche, ces structures coordonnent les différents groupes musculaires afin de permettre une bonne synchronisation des mouvements.

1.2 Les recherches en contrôle locomoteur

1.2.1 Les buts poursuivis

Les recherches en contrôle locomoteur ont pour buts d'optimiser la réadaptation des individus qui souffrent de problèmes de locomotion et d'améliorer leur qualité de vie tout en minimisant les coûts engendrés par leurs soins. L'amélioration des connaissances des mécanismes internes de contrôle permettra de modifier et d'optimiser les méthodes qui sont actuellement utilisées en milieu hospitalier. Des recherches sont réalisées dans différentes branches du contrôle de la marche humaine. D'abord au niveau neural [4], [10], [11], [31], [34] où elles tentent de mieux caractériser le système nerveux. Ensuite au niveau biomécanique [15], [25] où elles s'intéressent au contrôle des muscles et des articulations et finalement au niveau pathologique [13],[30], où elles cherchent à atteindre le plein potentiel des patients souffrant de problèmes locomoteurs.

Des outils robotisés tels que le LOKOMAT [18] ont fait leur apparition au cours des dernières années. Ce dernier est utilisé pour améliorer la coordination et le contrôle de la marche chez les personnes souffrant de problèmes locomoteurs neurologiques causés par des lésions de la moelle épinière, par la maladie de Parkinson, etc. Différentes études ont été réalisées avec ce manipulateur robotisé [13], [19], [23] utilisé pour actionner la

hanche et le genou du patient. Il n'a cependant aucune interaction avec la cheville. La figure 1.1(a) présente le LOKOMAT alors que la figure 1.1(b) présente le système mécanique utilisé pour faire l'actionnement de la hanche.

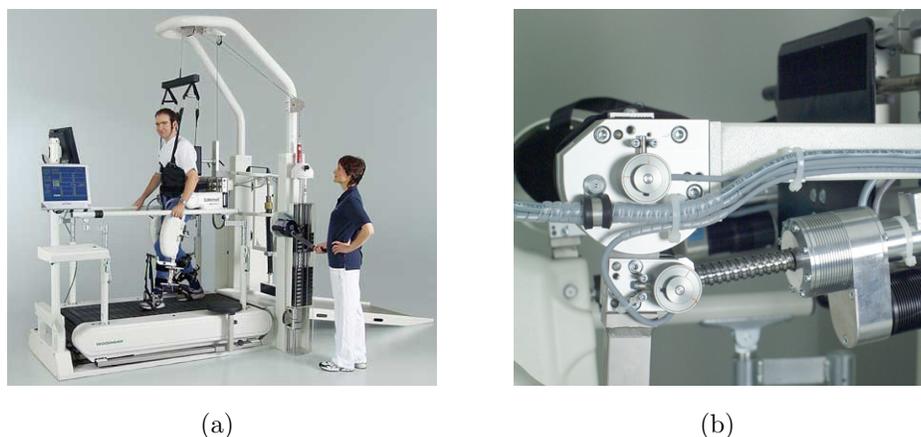


FIG. 1.1 – (a) LOKOMAT [18]. (b) Système d'actionnement utilisé par le LOKOMAT pour actionner la hanche [18].

1.3 Le concept de plasticité locomotrice

La compréhension du concept de plasticité est un élément essentiel lors de l'étude du système nerveux. Ce concept évoque la présence de modifications permanentes ou semi-permanentes du système nerveux [8].

Plusieurs expériences ont été réalisées précédemment chez les animaux afin de mieux comprendre le contrôle de la marche humaine. Celles réalisées sur les chats ont d'ailleurs démontré qu'il était possible de modifier le contrôle neural de la marche chez l'animal adulte [8]. C'est en réalisant une première lésion chirurgicale de la moelle épinière au niveau de la cage thoracique (T13) ainsi qu'une seconde lésion au niveau du nerf moteur contrôlant le gastrocnemius latéral et le soleus que des modifications du contrôle neural ont pu être démontrées. Ces lésions ont eu pour effet d'altérer significativement la marche du chat en empêchant les influx nerveux provenant de la partie supérieure de se rendre aux membres inférieurs. En entraînant le chat sur un tapis roulant durant les 8 jours suivant l'intervention chirurgicale, il a été démontré que la cinématique de la marche du chat pouvait revenir significativement vers l'état initial. Comme la musculature du chat prend environ 16 jours pour se développer significativement, les résultats

obtenus par Bouyer et al. [8] ont démontré que le modèle interne de locomotion du chat pouvait présenter une certaine forme de plasticité au niveau spinal. Ces modifications du système nerveux ont permis au chat de retrouver des patrons cinématiques semblables à ceux qu'il avait avant les lésions chirurgicales.

Des recherches sont actuellement réalisées chez l'humain afin de mesurer sa capacité à s'adapter à des perturbations externes lors de la marche. Des recherches de Bouyer et al. [9] réalisées sur un tapis roulant placé dans un environnement en rotation ont démontré que le patron de marche humaine pouvait s'adapter aux perturbations externes provenant de la force de Coriolis. Ces expériences ont démontré que le système nerveux humain était en mesure de se modifier et ainsi compenser les perturbations provenant de cette force en modifiant les commandes envoyées aux muscles.

D'autres recherches s'intéressent plutôt à la réorganisation des voies réflexes sensorielles qui se produisent suite à l'adaptation [1]. Ces recherches visent à démontrer que le système nerveux humain pourrait présenter une certaine forme de plasticité par la présence de voies réflexes modifiées.

1.3.1 Analyse de la marche humaine

L'analyse de la marche est un vaste domaine de recherche. On y retrouve notamment des groupes de recherche qui s'intéressent à l'aspect mécanique de la marche. C'est le cas du groupe de recherche du biomécanicien David A. Winter qui s'intéresse aux forces, moments, vitesses et accélérations ainsi qu'aux puissances devant être générées au niveau des articulations lors de la locomotion [32]. D'autres s'intéressent aux aspects plus stratégiques utilisés lors de nos déplacements tel que l'évitement d'obstacles [16]. Enfin, des groupes tels que le nôtre s'intéressent au rôle du système nerveux central lors du contrôle de la marche [4], [10], [29], [31], [34].

La marche humaine se décompose en 8 phases. Ces phases sont présentées à la figure 1.2. Elles peuvent être regroupées en deux soit l'appui et l'oscillation. L'appui débute au contact du talon sur le sol et se termine lorsque les orteils quittent le sol alors que l'oscillation constitue l'étape où le pied est rapidement ramené vers l'avant dans les airs.

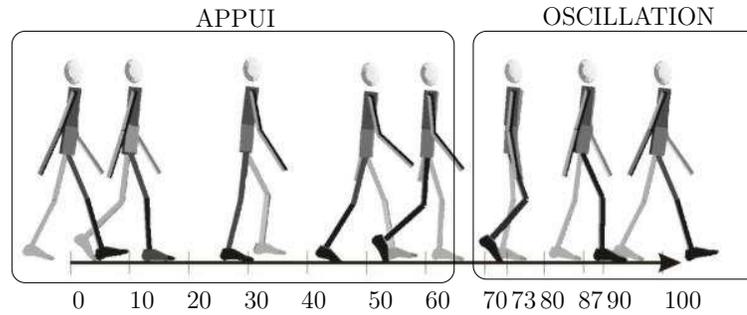


FIG. 1.2 – Les deux principales phases du cycle de marche.

1.3.2 Le comportement de la cheville durant la marche

La cheville est une articulation qui a un rôle particulièrement important au niveau du contrôle de la locomotion notamment en ce qui concerne la vitesse de déplacement et l'équilibre du centre de masse.

Comme ce travail porte essentiellement sur la conception d'une orthèse de cheville robotisée, la cinématique de cette articulation lors de la marche est présentée à la figure 1.3. La vitesse de marche pour une cinématique semblable à celle-ci est d'environ 4km/h [32]. La position de référence est considérée comme étant la position anatomique et elle est présentée à la figure 1.4. Dans cette position, la jambe et le pied forment un angle d'environ 90 degrés. Lors de la marche, une commande motrice stéréotypée est produite par le système nerveux central. Cette commande a pour effet de synchroniser l'activation et la désactivation des muscles qui permettent de produire la flexion plantaire et la flexion dorsale de la cheville lors de la marche. Cette figure permet de constater que le débattement angulaire total de cette articulation est d'environ 30 degrés lors de la marche alors que les vitesses angulaires maximales sont d'environ 220 deg/s . Quant aux accélérations maximales, elles peuvent atteindre des valeurs allant jusqu'à 5200 deg/s^2 . En faisant l'hypothèse que la marche humaine s'effectue à une cadence de 1 cycle de marche par seconde, ces vitesses et ces accélérations ont été calculées en dérivant la position articulaire de la cheville en fonction du temps.

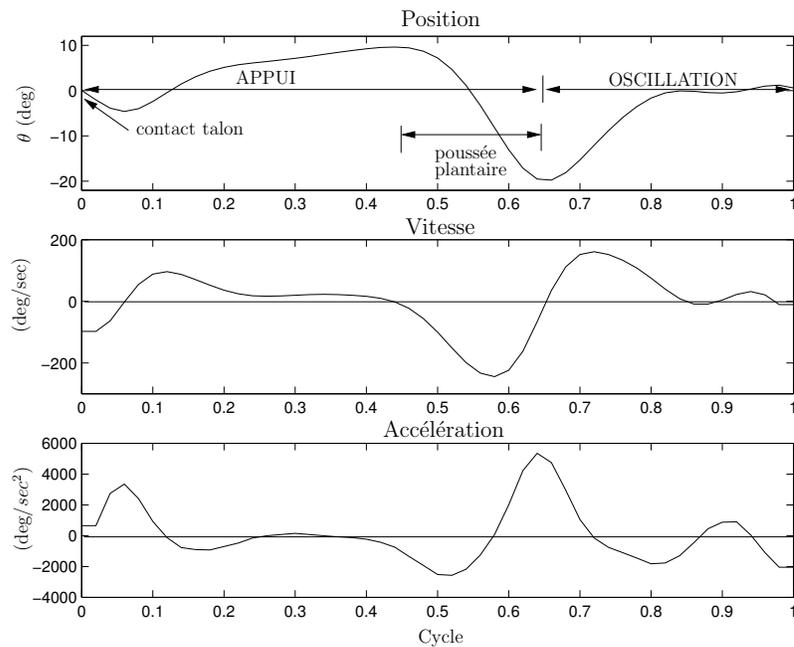


FIG. 1.3 – Position, vitesse et accélération angulaire de la cheville pour une vitesse de marche naturelle.



FIG. 1.4 – Convention de signes.

1.4 L'utilisation d'une orthèse de cheville robotisée pour modifier la commande motrice durant la marche

Notre groupe de recherche s'intéresse à la capacité du système nerveux humain à s'adapter à différents champs de perturbation. Nous croyons que le système nerveux devra modifier la commande motrice stéréotypée envoyée aux muscles pour retrouver une marche naturelle lors de l'application des perturbations. Notre hypothèse générale stipule que les sujets entraînés avec des champs de force s'opposant à leurs mouvements seront en mesure de faire appel à la commande motrice modifiée en l'absence des forces perturbatrices, ce qui aura pour effet de faciliter leurs déplacements. Un contrôle en force plutôt qu'en position permettrait ainsi d'entraîner les gens qui souffrent de problèmes locomoteurs avec une plus grande efficacité. Ces recherches nécessitent donc l'utilisation d'un système mécanique capable de générer des champs de perturbation complexes et contrôlés. Ces champs devront être appliqués durant certaines phases prédéterminées du cycle de marche (figure 1.2).

Les études réalisées avec cette orthèse se feront dans les laboratoires du CIRRIIS, un centre de recherche affilié à l'Université Laval. Ce centre dispose de laboratoires conçus pour l'analyse détaillée de la marche humaine.

1.4.1 Les types de perturbation devant être produits par l'orthèse

CHAMPS DE FORCE

L'orthèse de cheville devra produire trois types de champ de force. D'abord un champ de type linéaire où elle agira comme un ressort en appliquant un couple qui sera fonction de la position articulaire du sujet. Ensuite, l'orthèse devra produire un champ de force de type visqueux. Le couple sera alors fonction de la vitesse angulaire. Deux variantes de ce champ de force devront être produites. Une première variante qui résistera au mouvement et une seconde variante qui l'amplifiera. Ces champs de force devront être appliqués pendant des phases prédéterminées du cycle de marche.

Finalement, l'orthèse devra produire un champ de force constant qui ne sera ni fonction de la position, ni de la vitesse. Ce champ de force demeurera constant tout au long du cycle de marche.

REFLEXE D'ÉTIREMENT

En plus d'être utilisée pour générer des champs de force, cette orthèse de cheville servira à l'étude du réflexe d'étirement durant la marche. Elle devra donc être en mesure d'exécuter des échelons de déplacement angulaire dont l'amplitude variera entre 5 et 10 degrés. Ces échelons devront être appliqués sur une période de temps d'environ 50 millisecondes.

1.5 Le cahier des charges pour la conception de l'orthèse

Le cahier des charges qui a orienté la réalisation de l'orthèse a été défini conjointement avec le Dr. Bouyer en fonction de ses objectifs et des recherches réalisées antérieurement. Le tableau 1.1 en présente le contenu. Les critères de performance tels que le débattement, les vitesses et les accélérations articulaires sont basés sur les recherches de David A. Winter [32]. Ces critères permettent de s'assurer que l'orthèse sera en mesure de suivre le patron cinématique de marche à une cadence normale. L'amplitude des couples qui assistent et résistent les mouvements articulaires lors de la marche provient des recherches antérieures du Dr. Bouyer [1], [10]. Le poids maximal du système attaché à la jambe du sujet a été fixé à $1,82kg$. Cette valeur fait référence aux études de Barnett qui stipulent qu'une masse supérieure à $1,82kg$ modifie considérablement la cinématique de la marche [5]. La sécurité du sujet devra être assurée par des systèmes mécaniques et informatiques. Finalement, l'appareil fixé à la jambe du sujet ne devra pas produire de champs magnétiques puisque l'acquisition de signaux représentant l'activité électromyographique (EMG) sera effectuée à cet endroit. Les signaux recueillis serviront à étudier les modifications de la commande motrice envoyée aux muscles utilisés lors de la marche.

TAB. 1.1 – Cahier des charges.

Types de critère	Description	Valeur
Performance	Débattement angulaire	45 <i>deg</i>
	Vitesse angulaire	250 <i>deg/sec</i>
	Accélération angulaire	5000 <i>deg/sec²</i>
	Couple qui assiste durant tout le cycle	15 <i>Nm</i>
	Couple résistif durant tout le cycle	15 <i>Nm</i>
	Minimiser le couple parasite	0,5 <i>Nm</i>
Poids	Le poids maximal de l'orthèse	1,82 <i>kg</i>
Sécurité	Sécurité mécanique	ajustable
	Sécurité manuelle	
	sécurité informatique	ajustable
Champ magnétique	Aucun champ magnétique ne doit être généré à proximité de la jambe du sujet	

1.6 Les orthèses existantes

La conception d'orthèses robotisées est un domaine de recherche relativement récent. Cette section présente brièvement les prototypes les plus connus dans le milieu de la recherche en contrôle locomoteur. Elle résume les principaux objectifs qui ont mené à leur conception ainsi que les méthodes de fonctionnement. Finalement, une liste des principaux avantages et inconvénients de ces orthèses a été faite en fonction des applications que notre groupe de recherche désire effectuer.

1.6.1 Orthèse Yang et al.

L'orthèse de Yang et al. fut construite en 1988 [33]. Ce modèle avait pour objectif d'évaluer la contribution des voies musculaires spinales afférentes lors de l'étude du réflexe d'étirement durant la marche. L'actionnement de cette orthèse est réalisé par deux vérins pneumatiques.

TAB. 1.2 – Les avantages et les inconvénients de l’orthèse de Yang.

Avantages	Inconvénients
-Ne perturbe pas les signaux EMG. -Peut générer de grandes forces (900N par actionneur).	-Contrôle en force difficile. -Contrôle en position difficile.

1.6.2 Orthèse Sinkjaer et al.

Le modèle de Sinkjaer et al. fut conçu en 1995 [2] et révisé en 2003 [3]. Cette orthèse de cheville permet d’évaluer l’activité électromyographique (EMG) et les propriétés biomécaniques du réflexe d’étirement de la cheville durant la marche. Les concepteurs ont utilisé des ”Bowden câble” pour effectuer l’actionnement de cette orthèse. Ces câbles sont semblables à ceux utilisés pour les freins de vélo. Ils sont actionnés par un moteur électrique qui utilise un contrôleur de type PID. On retrouve une illustration de cette orthèse à la figure 1.5. La figure 1.5(a) présente la première version de cette orthèse alors que la figure 1.5(b) présente le mécanisme d’actionnement de la seconde version. Un système d’embrayage a été ajouté sur la seconde version afin de pouvoir découpler l’orthèse de l’articulation durant certaines phases du cycle de marche.

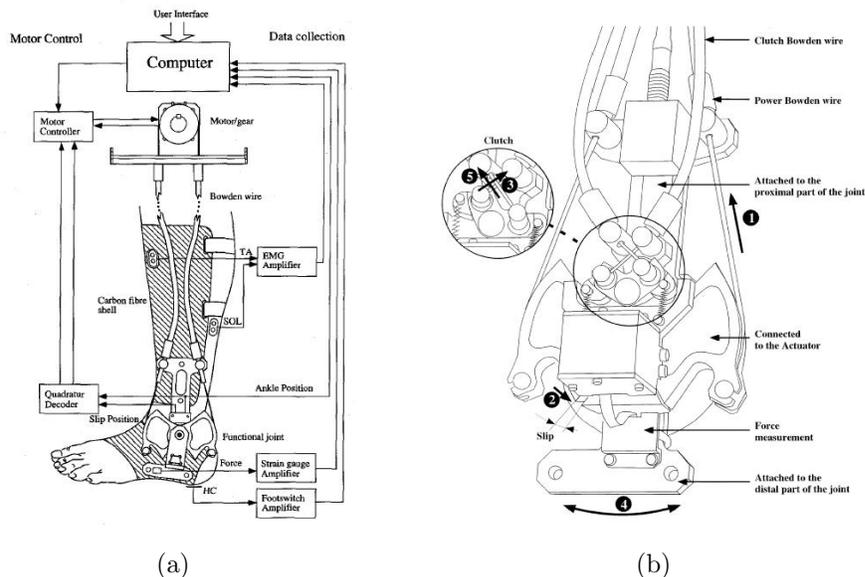


FIG. 1.5 – (a) Première version de l’orthèse de Sinkjaer (1995) [2]. (b) Seconde version 2004 [3].

TAB. 1.3 – Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Sinjkaer.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Ne perturbe pas les signaux EMG. -Peut générer des couples importants ($30Nm$). -Très légère ($0,9-0,92kg$). 	<ul style="list-style-type: none"> -Contrôle en force difficile. -Contrôle en position difficile.

1.6.3 Orthèse de Blaya et al.

L'orthèse réalisée par Blaya et al. [6], présentée à la figure 1.6, a été conçue pour traiter des problèmes de locomotion causés par une paralysie partielle des membres inférieurs tels que le pied tombant et le dégagement des orteils. Celle-ci fonctionne avec un moteur électrique de type brushless et un *series elastic actuator* (SEA) [28]. Un contrôle réalisé en force permet d'assister les muscles de la cheville lors de la marche.

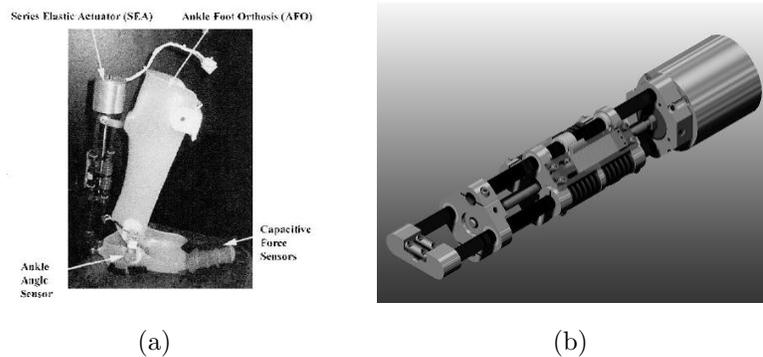


FIG. 1.6 – (a) Orthèse de Blaya [6]. (b) SEA series elastic actuator [28].

TAB. 1.4 – Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Blaya.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Excellent contrôle en force. -Grande bande de fréquences. -Capable d'appliquer un couple nul au niveau de la cheville. 	<ul style="list-style-type: none"> -Lourde $2,6kg$. -Perturbe les signaux EMG.

1.6.4 Orthèse de Ferris et al.

Fabriquée pour assister la marche durant la poussée plantaire, l'orthèse de Ferris et al. est utilisée pour évaluer le contrôle neuromécanique durant cette période du cycle de marche [14], [15]. Les recherches de Ferris se concentrent essentiellement sur cette période parce que celle-ci joue un rôle majeur sur la vitesse de déplacement et sur la stabilité du centre de masse. L'actionnement de cette orthèse est réalisé par des muscles pneumatiques. Une des deux versions de cette orthèse est présentée à la figure 1.7.



FIG. 1.7 – Orthèse de Ferris fonctionnant avec des muscles pneumatiques [17].

TAB. 1.5 – Les avantages et les inconvénients de l'orthèse de Ferris.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Puissante. -Relativement légère 1,3 – 1,7kg. -Ne perturbe pas les signaux EMG. 	<ul style="list-style-type: none"> -Contrôle en force difficile. -Contrôle en position difficile. -La force est fonction de la longueur du muscle.

1.7 Discussion

Compte tenu du fait que certaines des orthèses présentées dans ce chapitre génèrent des champs magnétiques, qu'elles ne peuvent assurer un contrôle en force de qualité ou encore que la réponse en fréquence n'est pas appropriée, aucune de ces orthèses n'a été retenue par le Dr. Bouyer pour la réalisation de ses projets de recherche. Celui-ci a donc décidé de développer une nouvelle orthèse de cheville pour étudier la plasticité du contrôle neural de la marche humaine.

Chapitre 2

Actionnement de l'orthèse de cheville

Ce chapitre présente les équations qui permettent d'évaluer les efforts appliqués sur le sujet pour un actionneur linéaire et un actionneur rotoïde. De plus, il compare les actionneurs les plus utilisés de chacune de ces deux catégories. Finalement, il conclut avec la présentation de la solution qui a été retenue pour actionner l'orthèse de cheville qui sera utilisée pour les recherches du Dr.Bouyer.

2.1 Les 2 types d'actionneurs

Le choix du type d'actionneur est un élément déterminant sur la qualité du contrôle des efforts appliqués sur le sujet. En effet, le système doit être en mesure de produire les champs de force décrits dans le cahier des charges, mais ne doit pas appliquer inutilement d'efforts sur la jambe du sujet.

Deux avenues possibles ont été étudiées. La première était d'utiliser un actionneur rotoïde (figure 2.1a) alors que la seconde était d'utiliser un actionneur linéaire (figure 2.1b). Les équations mathématiques de chacun des diagrammes de corps libéré (DCL) ont été générées pour chacune des composantes de l'orthèse permettant ainsi d'évaluer les efforts appliqués sur les structures physiologiques du sujet.

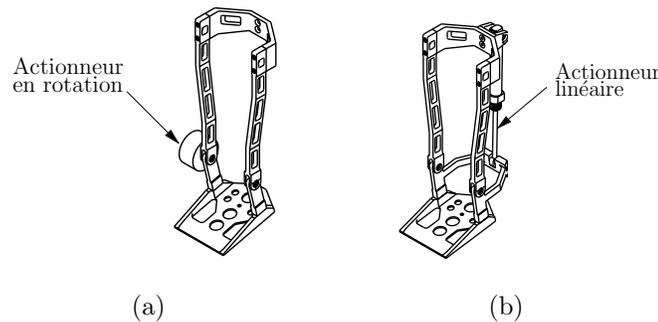


FIG. 2.1 – (a)Orthèse avec actionneur rotoïde. (b)Orthèse avec actionneur linéaire.

2.1.1 L'actionneur rotoïde

Plusieurs actionneurs sont conçus pour travailler en rotation. Parmi ceux-ci, on retrouve les moteurs électriques, les moteurs hydrauliques et les moteurs pneumatiques. La figure 2.2 présente les DCL d'une orthèse munie d'un actionneur rotoïde.

L'évaluation des forces appliquées sur le sujet pour une orthèse munie d'un actionneur rotoïde peut se faire à partir des équations (2.1) à (2.4). Dans ces équations, le couple appliqué au niveau de l'articulation est exprimé par la variable T , F_J représente la force appliquée sur la jambe du sujet, F_{TX} représente la force appliquée sur le talon du sujet dans la direction des X alors que F_{TY} représente la force appliquée sur le talon dans la direction des Y. La variable F_P quant à elle représente la force appliquée sur

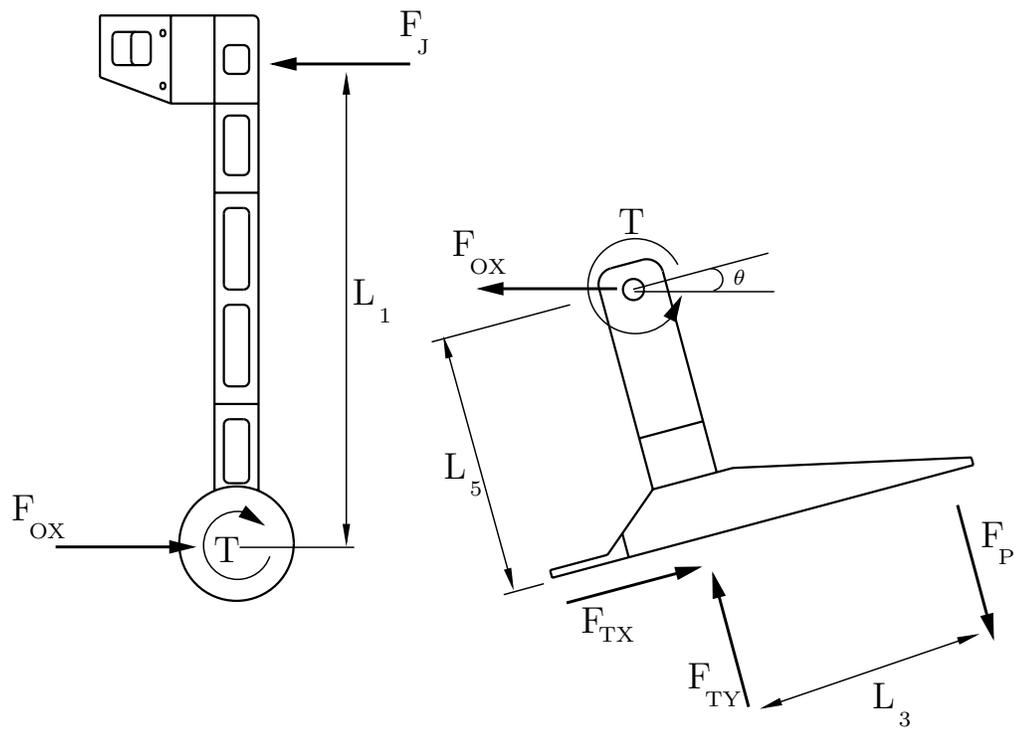


FIG. 2.2 – Diagramme de corps libre pour une orthèse munie d'un actionneur rotoïde.
 $L_1 = 280mm$, $L_3 = 135mm$, $L_5 = 110mm$.

le pied du sujet alors que la variable F_{OX} représente la force appliquée au niveau de l'articulation de l'orthèse dans la direction des X. Au niveau du joint articulaire, aucune force en Y n'est présente puisqu'on a fait l'hypothèse que F_J n'a aucune composante dans la direction des Y. F_J est toujours perpendiculaire aux membrures latérales de l'orthèse et donc toujours dans la direction opposée à F_{OX} .

$$F_j = \frac{T}{L_1} = F_{OX} \quad (2.1)$$

$$F_{TX} = F_{OX} \cos \theta \quad (2.2)$$

$$F_P = \frac{T + F_{TX}L_5}{L_3} \quad (2.3)$$

$$F_{TY} = F_P - F_{OX} \sin \theta \quad (2.4)$$

2.1.2 L'actionneur linéaire

Les actionneurs linéaires sont couramment utilisés dans l'industrie. Les vis à billes, les moteurs linéaires, les vérins pneumatiques ainsi que les vérins hydrauliques sont les exemples les plus courants.

Avant d'évaluer les efforts appliqués sur le sujet pour ce type d'actionneur, il faut disposer d'outils permettant d'évaluer la direction des forces appliquées par l'actionneur sur la structure. Les équations (2.5) à (2.9) permettent de déterminer la direction de ces forces et elles font référence à la figure 2.3.

$$L_P = \sqrt{(L_5 - \sqrt{L_3^2 + L_4^2} \cos(\theta + \phi))^2 + (L_1 + \sqrt{L_3^2 + L_4^2} \sin(\theta + \phi))^2} \quad (2.5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{L_3}{L_4} \right) \quad (2.6)$$

$$\psi = \pi/2 - (\theta + \phi) + \alpha \quad (2.7)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{L_5 - \sqrt{L_3^2 + L_4^2} \cos(\theta + \phi)}{L_1 + \sqrt{L_3^2 + L_4^2} \sin(\theta + \phi)} \right] \quad (2.8)$$

$$r = L_2 \sin \psi \quad (2.9)$$

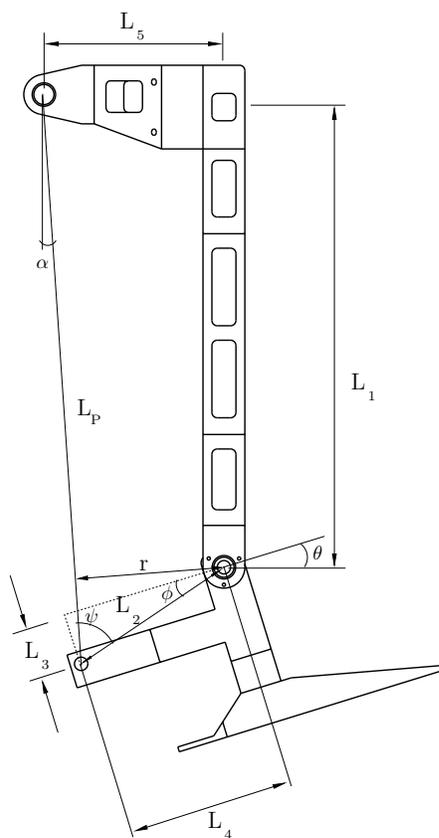


FIG. 2.3 – Configuration géométrique de l'orthèse.

Dans ces équations, la variable L_P représente la longueur totale du vérin alors que la variable r représente le bras de levier réel de l'actionneur. Les équations des DCL pour une orthèse munie d'un actionneur linéaire sont présentées aux équations (2.10) à (2.14). La signification des variables utilisées dans ces équations est identique à celles utilisée dans le cas l'actionneur rotoïde. Celles-ci font référence à la figure 2.4.

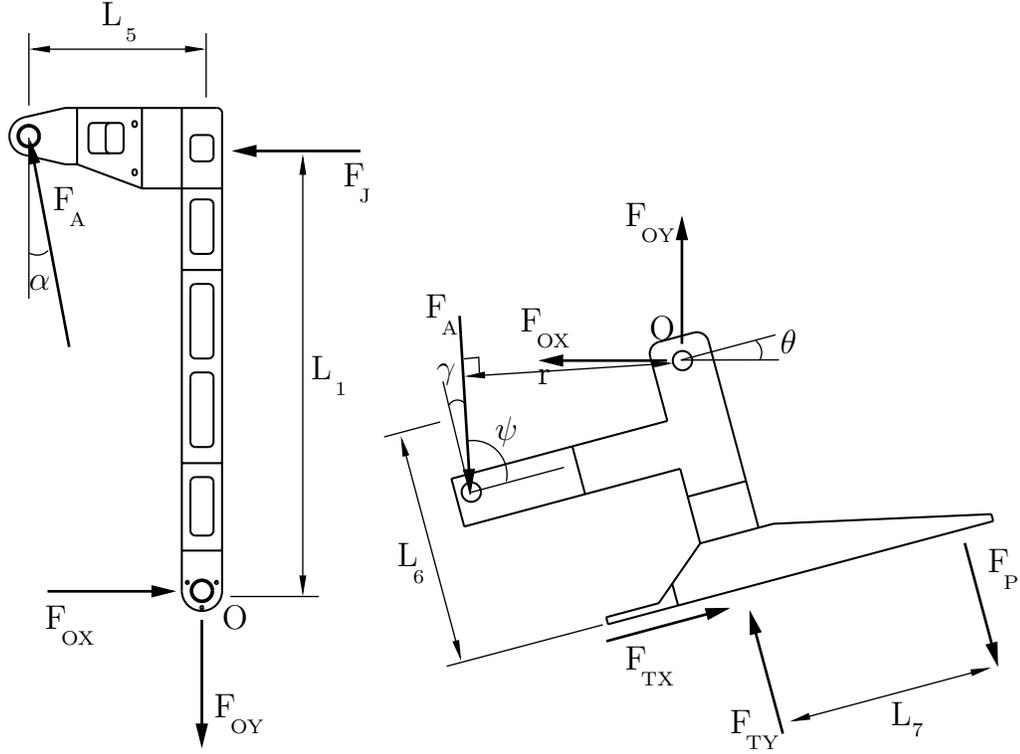


FIG. 2.4 – Diagramme de corps libre pour une orthèse munie d'un actionneur linéaire. $L_1 = 280mm$, $L_5 = 92mm$, $L_6 = 110mm$, $L_7 = 135mm$.

$$F_j = \frac{F_A(L_5 \cos \alpha - L_1 \sin \alpha)}{L_1} \quad (2.10)$$

$$\gamma = \pi/2 - \psi \quad (2.11)$$

$$F_{TX} = F_A \sin \gamma + F_{OX} \cos \theta - F_{OY} \sin \theta \quad (2.12)$$

$$F_P = \frac{F_A r + F_{TX} L_6}{L_7} \quad (2.13)$$

$$F_{TY} = F_A \cos \gamma - F_{OX} \sin \theta - F_{OY} \cos \theta + F_P \quad (2.14)$$

2.1.3 Comparaison des efforts ressentis pour chacun des deux types d'actionneur

Le calcul des efforts ressentis par le sujet pour chacun des deux types d'actionneurs a été effectué pour l'application d'un couple constant de $20Nm$. Les résultats obtenus pour chacun des actionneurs sont présentés à la figure 2.5.

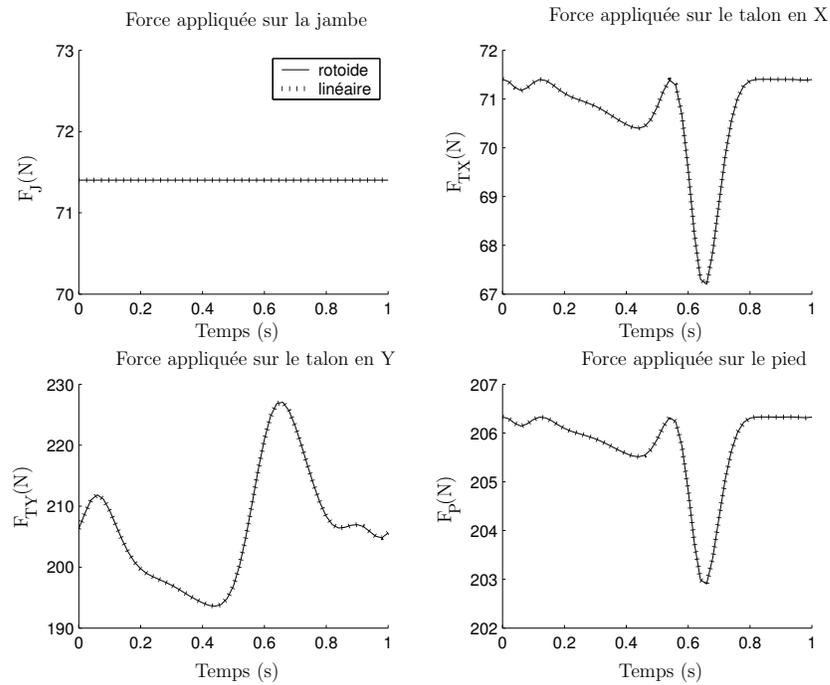


FIG. 2.5 – Forces appliquées sur le sujet pour un couple constant de $20Nm$.

Ces résultats permettent d'affirmer que l'utilisation d'un actionneur rotoïde ou d'un actionneur linéaire n'a d'influence ni sur le module et ni sur la direction des forces appliquées sur le sujet. En effet, que ce soit au niveau de la jambe, du talon, du pied ou de la cheville, les efforts appliqués sur celui-ci sont exactement les mêmes.

2.2 Caractéristiques des principaux actionneurs étudiés

Afin de choisir l'actionneur mécanique répondant le mieux aux exigences du cahier des charges, plusieurs possibilités ont été étudiées. Cette section présente les solutions

les plus intéressantes.

2.2.1 Le moteur électrique

Le moteur électrique est un actionneur utilisé fréquemment pour le contrôle de systèmes mécaniques notamment pour le contrôle en force et en position. Cet actionneur est très efficace et sa réponse en fréquence est excellente. Cependant, tel que mentionné dans le cahier des charges, la génération d'un champ magnétique ayant pour effet de perturber les signaux EMG empêche l'utilisation d'un tel actionneur à proximité des membres inférieurs du sujet. Il faut aussi noter que son poids est considérable et que celui-ci aurait pour effet de décentré le centre de masse de l'orthèse par rapport au milieu de la jambe affectant ainsi inutilement le patron de locomotion.

2.2.2 Le vérin hydraulique

Contrairement au moteur électrique, le vérin hydraulique est un actionneur linéaire. Cet actionneur permet de réaliser un excellent contrôle en force ou en position et sa réponse en fréquence est excellente. De plus, cet actionneur n'engendre aucune perturbation au niveau des signaux EMG parce qu'il ne produit aucun champ magnétique. Le principal inconvénient avec cet actionneur est qu'il est excessivement lourd. Le poids d'un actionneur hydraulique miniature capable de répondre aux exigences du cahier des charges est d'environ $1kg$, ce qui représente près de 55% du poids maximal fixé par le cahier des charges. Finalement, comme l'orthèse de cheville sera utilisée dans des laboratoires où la propreté est essentielle, l'utilisation de l'huile représente un inconvénient majeur.

2.2.3 Le vérin pneumatique

Tout comme le vérin hydraulique, le vérin pneumatique possède l'avantage de ne pas perturber les signaux EMG. Son poids est un atout majeur puisqu'un actionneur de $20mm$ de diamètre permettant un débattement de $80mm$ a un poids inférieur à

250g. De plus, cet actionneur est en mesure de générer des champs de force dans les deux directions. Lorsqu'on analyse les études de Richer [26], [27] ainsi que celles de Bobrow [7], on constate cependant que le contrôle en force de ce type d'actionneur est excessivement complexe. En effet, il faut prendre en considération un très grand nombre de variables lorsqu'on désire obtenir un contrôle en force de qualité. Le problème principal de ce type d'actionneur provient de la compressibilité du gaz qu'il contient. Cette compressibilité a pour effet d'affecter la réponse en fréquence, d'introduire des délais importants entre le moment où les distributeurs sont actionnés et le moment où l'actionneur exécute sa tâche. De plus, cette compressibilité a pour effet d'augmenter la constante de temps.

2.2.4 Le muscle pneumatique

Le muscle pneumatique est un autre actionneur de type linéaire. Il est formé d'un cylindre de caoutchouc flexible qui se contracte lorsqu'on le pressurise, produisant ainsi une force axiale [21]. Ce type d'actionneur n'est pas dispendieux et offre un excellent rapport puissance/poids.

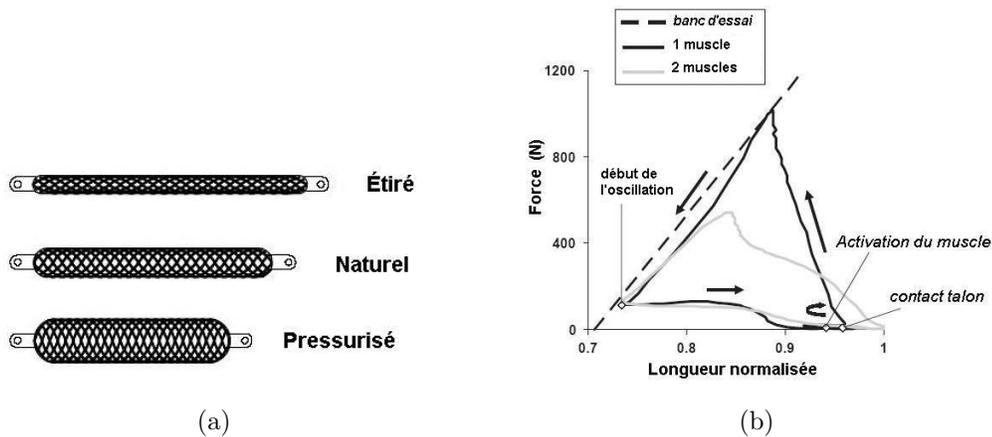


FIG. 2.6 – (a) États du muscle pneumatique. (b) Comportement du muscle durant la marche [17].

Tout comme le vérin pneumatique et le vérin hydraulique, ce type d'actionneur n'a aucun effet sur les signaux EMG. Cependant, le muscle pneumatique travaille seulement en compression. Il faudrait donc munir l'orthèse d'un muscle pneumatique de chacun des côtés de l'articulation pour produire des champs de force dans les deux directions. Cela aurait pour effet d'altérer considérablement le contrôle en force.

Un schéma présente le comportement d'un actionneur de ce type à la figure 2.6(a). Cet actionneur possède une longueur intrinsèque à l'état naturel, c'est-à-dire lorsqu'il n'est ni pressurisé, ni étiré. Lorsqu'on le pressurise, il se gonfle et se contracte, ce qui a pour effet de générer une force axiale. Lorsqu'il est étiré, le muscle pneumatique se comporte comme un élastique. Cette caractéristique rend son contrôle en force impossible.

La figure 2.6(b) a été tirée des études de Ferris [17]. Elle présente la force exercée par un muscle pneumatique en fonction de sa longueur pour un cycle de marche complet. Ces résultats montrent que la force déployée par ce type d'actionneur n'est pas seulement fonction de la pression à l'intérieur, mais aussi fonction de sa longueur. En effet, lorsque le muscle se trouve dans une configuration où sa longueur est égale à 70% de sa longueur naturelle, il se produit un phénomène de saturation et l'actionneur n'est plus en mesure de produire une force.

2.2.5 Développement d'un système hybride : Système d'actionnement *Électro-Hydraulique*

Puisqu'aucun système d'actionnement n'était en mesure de répondre à l'ensemble des exigences du cahier des charges, la décision qui a été prise fut de développer un nouveau type de système d'actionnement. L'objectif était alors de concevoir un système exploitant les avantages des systèmes présentés aux sous-sections précédentes tout en tentant d'éliminer les principaux inconvénients. La solution retenue fut alors de construire un système pneumatique à l'eau actionné par un moteur électrique.

Ce nouveau système électro-hydraulique devrait permettre d'obtenir un excellent contrôle en force et en position puisque le remplacement du gaz par de l'eau devrait permettre d'éliminer la majeure partie des inconvénients provenant de la compressibilité du gaz. Ce système ne générera pas de champ magnétique à proximité des jambes du sujet puisque le moteur se trouvera à une distance considérable (plus de $1m$). L'utilisation d'un vérin pneumatique au détriment du vérin hydraulique permettra d'alléger considérablement le poids de l'actionneur alors que les problèmes de salubrité seront éliminés en utilisant l'eau. Finalement, le contrôle du système sera réalisé par un moteur électrique, ce qui simplifiera considérablement le contrôle en force et en position

comparativement au contrôle d'une servovalve.

Le concept général d'un système électro-hydraulique est présenté à la figure 2.7. Contrairement au système pneumatique et au système hydraulique traditionnels, le système pneumatique à l'eau ne dispose d'aucun réservoir. Le système se compose de deux vérins pneumatiques qui sont connectés mutuellement l'un à l'autre en circuit fermé. Le contrôle en force et en position de ces vérins est réalisé par l'intermédiaire d'un moteur électrique.

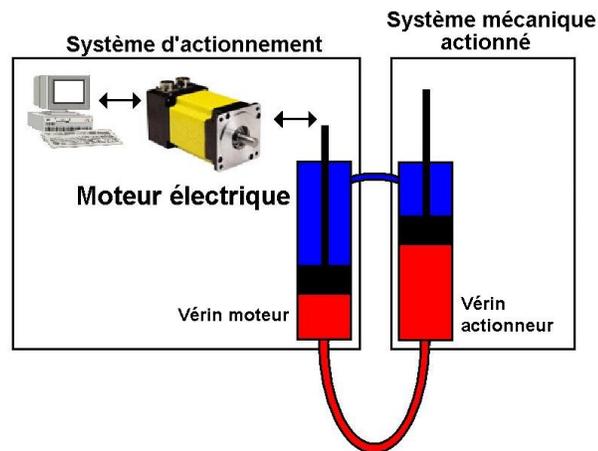


FIG. 2.7 – Schéma du système électro-hydraulique.

2.2.6 Banc d'essai pour vérifier l'étanchéité d'un vérin pneumatique rempli d'eau

Avant de faire le design d'un système fonctionnant avec des vérins pneumatiques remplis d'eau, la viabilité et l'efficacité d'un tel système devaient, d'abord être étudiées. La construction d'un montage expérimental utilisant des vérins de 20mm de diamètre a d'abord permis de vérifier l'étanchéité des différentes composantes pneumatiques. Un schéma du montage expérimental utilisé est présenté à la figure 2.8. Les expériences réalisées avec ce montage ont permis de démontrer que le système était en mesure de résister à des pressions inférieures ou égales à 1.6MPa (16bar). Il aurait été possible de faire monter la pression davantage, mais comme le capteur de pression mécanique utilisé était limité à cette pression, l'expérience s'est arrêtée à 1.6MPa (16bar). Il faut noter que la pression maximale permise par le fabricant est de 1MPa (10bar) dans le cas des vérins (DSNU-20-XX-PPV-modifié, Annexe A.1), alors qu'elle est de

1.4MPa (14bar) dans le cas des conduites (PLN-8x1.25, Annexe A.1).

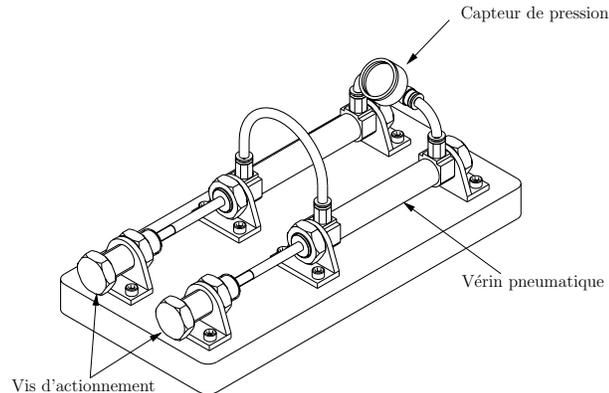


FIG. 2.8 – Schéma du montage utilisé pour vérifier la viabilité d'un système formé de composants pneumatiques utilisant l'eau.

2.3 Discussion

Les résultats obtenus à la suite de l'analyse des efforts appliqués par l'orthèse sur le sujet pour l'actionneur linéaire et l'actionneur rotoïde démontrent que le choix de l'un ou l'autre des actionneurs n'a pas d'influence sur les efforts appliqués sur le sujet. En effet, les efforts appliqués par l'orthèse sur le talon, la jambe et le pied du sujet sont exactement les mêmes pour chacun des actionneurs.

Une analyse des principaux actionneurs de chacune de ces deux catégories a permis de constater qu'aucun actionneur commercial ne permettait de satisfaire aux critères définis dans le cahier des charges. La combinaison de certains de ces systèmes a permis de développer le premier système d'actionnement électro-hydraulique formé de composants pneumatique, hydraulique et électrique. Les expériences effectuées avec un prototype de ce système hybride ont démontré que celui-ci offre des possibilités intéressantes. En effet, ce système ne produit pas de champ magnétique à proximité du mécanisme actionné ; il n'y a pas de problème de compressibilité ; il est propre et possède la capacité d'appliquer des efforts avec une grande amplitude.

Chapitre 3

Présentation de la solution retenue (modélisation et design)

Ce chapitre présente le modèle mathématique élaboré afin de prédire le comportement d'un système d'actionnement utilisant des composantes pneumatiques, mais où l'air a été remplacé par l'eau. Le modèle élaboré tient compte de l'inertie du fluide et des principales pertes de charge. Il permet d'évaluer les efforts devant être appliqués sur le vérin moteur pour produire les effets désirés au niveau du vérin actionneur. Une description détaillée du système utilisé pour actionner l'orthèse de cheville conclut ce chapitre.

3.1 Modélisation du système d'actionnement

L'analyse des différents systèmes d'actionnement présentée à la section 2.2 a permis de constater qu'aucun des systèmes traditionnels n'était en mesure de répondre aux exigences du cahier des charges. La solution retenue fut donc de combiner différents systèmes afin d'obtenir un système d'actionnement hybride. Tel que présenté aux sections 2.2.5 et 2.2.6, l'actionnement de l'orthèse sera effectué par deux vérins pneumatiques reliés directement l'un à l'autre et contrôlés par un moteur électrique. Ce nouveau système présente plusieurs avantages majeurs : le contrôle en force et en position est simple, le fluide est incompressible et l'actionneur placé sur le mécanisme est léger et ne produit aucun champ magnétique.

Un modèle mathématique tenant compte de l'inertie du fluide et des principales pertes de charge a été élaboré afin de développer un outil permettant de choisir le moteur électrique servant au contrôle et à l'actionnement du système. Le modèle présenté dans ce chapitre est grandement simplifié puisque le principal objectif consistait à estimer l'amplitude des efforts nécessaires au fonctionnement de ce système. En effet, dans le cas du système électro-hydraulique, l'écoulement est laminaire et ne se trouve pratiquement jamais en régime permanent. Cependant, les coefficients de pertes de charge utilisés pour caractériser les conduites et les garnitures sont valides pour des écoulements en régime permanent, pleinement développés et dont le nombre de Reynolds est élevé. Puisque l'objectif initial de cette modélisation était de développer un outil permettant de choisir le moteur électrique servant à l'actionnement du système, le choix de ces hypothèses a permis d'obtenir rapidement un ordre de grandeur des forces nécessaires au fonctionnement du système. Le modèle présenté dans ce chapitre est entièrement basé sur le livre de référence *Fundamentals of Fluid Mechanics* [24].

3.1.1 Inertie du fluide

La masse du fluide contenu dans les conduites et les vérins n'est pas significative. Cependant, les accélérations qu'il subit sont importantes. La force nécessaire à l'accélération du fluide est donc un élément qui a été inclus au modèle. La figure 3.1 présente un schéma illustrant un système d'actionnement composé de vérins pneumatiques remplis d'eau. Sur ce schéma, D_1 représente le diamètre des vérins, D_R représente

le diamètre des tiges, D_C représente le diamètre des conduites alors que les variables A_1 , A_R et A_C représentent l'aire de chacune de ces sections. La longueur des conduites est exprimée par la variable L alors que les vitesses de l'écoulement sont représentées par les variables u_{c11} et u_{c21} . La force appliquée par le moteur électrique sur le vérin moteur est exprimée par la variable F_M alors que la force appliquée par le vérin actionneur sur l'orthèse est exprimée par la variable F_A . Quant aux variables x_A et x_M , elles expriment les positions des vérins actionneur et moteur.

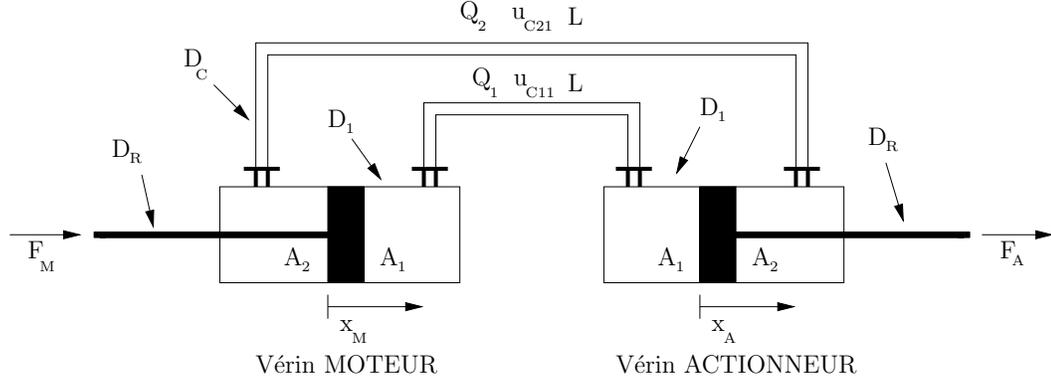


FIG. 3.1 – Schéma hydraulique du système électro-hydraulique. $D_1 = 20mm$, $D_C = 6mm$, $D_R = 8mm$, $L = 2m$.

Les débits qui circulent au travers des conduites 1 et 2 (Q_1 et Q_2) peuvent être évalués à l'aide des équations (3.1) et (3.4).

$$Q_1 = A_1 \dot{x}_M = A_1 \dot{x}_A = A_c u_{c11} \quad (3.1)$$

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (3.2)$$

$$A_c = \frac{\pi D_c^2}{4} \quad (3.3)$$

$$Q_2 = A_2 \dot{x}_A = A_c u_{c21} \quad (3.4)$$

$$A_2 = \frac{\pi(D_1^2 - D_R^2)}{4} \quad (3.5)$$

En isolant les variables u_{c11} et u_{c21} dans les équations (3.1) et (3.4), on peut exprimer ces vitesses en fonction de la vitesse du vérin actionneur.

$$u_{c11} = \frac{A_1}{A_c} \dot{x}_A \quad (3.6)$$

$$u_{c21} = \frac{A_2}{A_c} \dot{x}_A \quad (3.7)$$

Ces deux équations permettent de constater que la vitesse du fluide diffère d'une conduite à l'autre. En effet, cette différence est due au fait que la vitesse du fluide dans chacune des conduites dépend de la surface du vérin qui est en contact avec le fluide (A_1 est différent de A_2). En dérivant les équations (3.6) et (3.7) par rapport au temps, on peut exprimer l'accélération du fluide en fonction de l'accélération du vérin actionneur.

$$\dot{u}_{c11} = \frac{A_1}{A_c} \ddot{x}_A \quad (3.8)$$

$$\dot{u}_{c21} = \frac{A_2}{A_c} \ddot{x}_A \quad (3.9)$$

La force permettant de vaincre l'inertie du fluide contenu dans le système se calcule en appliquant la troisième loi de Newton. L'équation (3.10) permet d'évaluer la masse du fluide contenu dans les conduites 1 et 2 alors que la masse du fluide contenu dans les vérins est évaluée au moyen de l'équation (3.11). Dans le cas de la seconde équation, la variable S représente la course totale du vérin. La masse du fluide contenu dans les vérins a été évaluée en faisant l'hypothèse qu'au moment où les deux vérins ont été joints l'un à l'autre, ils étaient au milieu de leur course.

$$m_c = \frac{\pi D_c^2}{4} L \rho \quad (3.10)$$

$$m_v = \rho(A_1 + A_2) \left(\frac{S_1 + S_2}{2} \right) \quad (3.11)$$

$$F_{m1} = m_c \dot{u}_{c11} \quad (3.12)$$

$$F_{m2} = m_c \dot{u}_{c21} \quad (3.13)$$

$$F_{mv} = m_v \ddot{x}_A \quad (3.14)$$

La somme des forces F_{m1} , F_{m2} et F_{mv} permet d'évaluer la force devant être appliquée sur le vérin moteur pour accélérer la masse du fluide contenu dans le système.

$$F_{masse} = F_{m1} + F_{m2} + F_{mv} \quad (3.15)$$

Nous constatons que l'accélération du fluide contenu dans les conduites est nettement supérieure à celle du fluide contenu dans les vérins : 11,1 fois plus grande dans le cas de celle du fluide contenu dans la conduite no.1 et 9,1 fois plus grande dans le cas de celle du fluide contenu dans la conduite no.2.

3.1.2 Pertes de charge dans les conduites

La perte de charge est la mesure de la différence de pression qui doit être appliquée entre deux parties du circuit pour faire circuler le fluide à la vitesse désirée à travers la section étudiée. Les deux unités de mesure les plus communes sont le mètre d'eau et le *Pascal*. Dans le cas du mètre d'eau, la mesure est équivalente à la pression d'une colonne d'eau dont la hauteur est de 1m.

Le frottement qui se produit entre le fluide et la conduite engendre des pertes de charge. Celles-ci sont fonction du coefficient de friction de la conduite, de son diamètre, de sa longueur ainsi que de la vitesse du fluide qui y circule. L'équation (3.16) permet d'évaluer l'amplitude de ces pertes de charge. La variable f représente le coefficient de friction de la conduite, L représente sa longueur alors que la variable g représente l'accélération gravitationnelle. L'unité de mesure de cette équation est le mètre d'eau.

$$h_{Lc} = \frac{fL}{D_c} \left(\frac{u^2}{2g} \right) \quad (3.16)$$

Le coefficient de friction d'une conduite dépend de plusieurs facteurs. Il est fonction du nombre de Reynolds (Re), de son diamètre ainsi que de sa porosité. Lorsque la conduite utilisée est lisse, c'est-à-dire sans porosité, le coefficient de friction dépend seulement du nombre de Reynolds. Ce nombre se calcule à l'aide de l'équation (3.17) où μ représente la viscosité dynamique du fluide et ρ sa densité. Comme les conduites

pneumatiques sont lisses, la connaissance du nombre de Reynolds suffit à l'évaluation du coefficient de perte de charge.

$$Re = \frac{\rho u D_c}{\mu} \quad (3.17)$$

$$\text{Si } Re \leq 2600 \quad (3.18)$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.19)$$

$$\text{Si } Re > 2600 \quad (3.20)$$

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad (3.21)$$

Ainsi, les pertes de charge causées par la friction entre le fluide et la conduite sont équivalentes à la somme des équations (3.22) et (3.23). Il suffit de transformer les unités de ces pertes de charge en Newton en les multipliant par les constantes $\rho g A$ pour calculer la force qui doit être appliquée par le moteur électrique pour vaincre cette friction.

$$h_{Lc1} = \frac{fL}{D_c} \left(\frac{u_{c11}^2}{2g} \right) \quad (3.22)$$

$$h_{Lc2} = \frac{fL}{D_c} \left(\frac{u_{c21}^2}{2g} \right) \quad (3.23)$$

$$F_{conduite1} = h_{Lc1} \rho g A_1 \quad (3.24)$$

$$F_{conduite2} = h_{Lc2} \rho g A_2 \quad (3.25)$$

Même si la valeur du coefficient de friction attribuée à une conduite sans porosité tend vers l'infini lorsque le nombre de Reynolds tend vers zéro, cela n'entraîne aucune conséquence puisque la perte d'énergie est calculée en faisant le produit du coefficient de perte de charge par la vitesse de l'écoulement mise au carré.

3.1.3 Les pertes de charge dans les garnitures

Les pertes de charge les plus importantes se produisent dans les différentes garnitures du circuit. Ces pertes de charge sont fonction du coefficient de perte de charge de la

garniture et de la vitesse du fluide qui la traverse. La figure 3.2 présente un schéma illustrant les principaux emplacements où se produisent ces pertes de charge. Les valeurs attribuées à chacun de ces coefficients sont présentées dans le tableau 3.1.

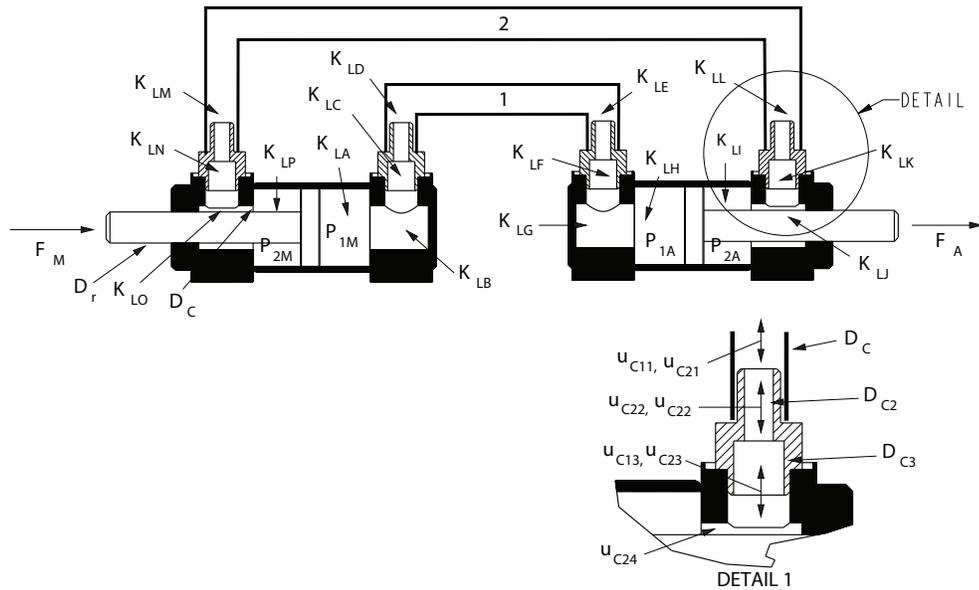


FIG. 3.2 – Schéma des pertes de charge (vérins et connecteurs) $D_c = 6mm$, $D_{c2} = 4.85mm$, $D_{c3} = 9.6mm$, $D_r = 9mm$ et $D_v = 10.5mm$.

L'équation (3.26) permet d'évaluer les pertes de charge qui se produisent dans une garniture. La variable K_L représente le coefficient de perte de charge attribué à l'élément étudié.

$$h_{L_{connecteur}} = K_L \left(\frac{u^2}{2g} \right) \quad (3.26)$$

Pour pallier à la complexité et aux difficultés d'évaluer expérimentalement la valeur d'un coefficient de perte de charge, les valeurs utilisées pour la modélisation du système pneumatique à l'eau ont été prises dans un ouvrage de référence [24]. Le tableau 3.2 présente les hypothèses retenues lors de l'évaluation de ces coefficients.

TAB. 3.1 – Liste des coefficients de perte de charge du système électro-hydraulique [24].

Coefficients K_L	Valeur	Vitesse	Calcul des pertes de charge
K_{LA}	0,5	u_{c13}	$h_{LA} = K_{LA} \left(\frac{u_{c13}^2}{2g} \right)$
K_{LB}	1,1	u_{c13}	$h_{LB} = K_{LB} \left(\frac{u_{c13}^2}{2g} \right)$
K_{LC}	0,15	u_{c12}	$h_{LC} = K_{LC} \left(\frac{u_{c12}^2}{2g} \right)$
K_{LD}	0,18	u_{c12}	$h_{LD} = K_{LD} \left(\frac{u_{c12}^2}{2g} \right)$
K_{LE}	0,15	u_{c12}	$h_{LE} = K_{LE} \left(\frac{u_{c12}^2}{2g} \right)$
K_{LF}	0,5	u_{c12}	$h_{LF} = K_{LF} \left(\frac{u_{c12}^2}{2g} \right)$
K_{LG}	1,1	u_{c13}	$h_{LG} = K_{LG} \left(\frac{u_{c13}^2}{2g} \right)$
K_{LH}	1	u_{13}	$h_{LH} = K_{LH} \left(\frac{u_{c13}^2}{2g} \right)$
K_{LI}	1	u_{24}	$h_{LI} = K_{LI} \left(\frac{u_{c24}^2}{2g} \right)$
K_{LJ}	17,75	u_{c23}	$h_{LJ} = K_{LJ} \left(\frac{u_{c24}^2}{2g} \right)$
K_{LK}	0,15	u_{c22}	$h_{LK} = K_{LK} \left(\frac{u_{c22}^2}{2g} \right)$
K_{LL}	0,18	u_{c22}	$h_{LL} = K_{LL} \left(\frac{u_{c22}^2}{2g} \right)$
K_{LM}	0,15	u_{c22}	$h_{LM} = K_{LM} \left(\frac{u_{c22}^2}{2g} \right)$
K_{LN}	0,5	u_{22}	$h_{LN} = K_{LN} \left(\frac{u_{c22}^2}{2g} \right)$
K_{LO}	17,75	u_{23}	$h_{LO} = K_{LO} \left(\frac{u_{c23}^2}{2g} \right)$
K_{LP}	1	u_{24}	$h_{LP} = K_{LP} \left(\frac{u_{c24}^2}{2g} \right)$

TAB. 3.2 – Hypothèses retenues lors de l'évaluation des coefficients de perte de charge.

Coefficients	Explication
K_{LA}	Sortie d'un réservoir
K_{LB}	Changement de direction à 90 degrés
K_{LC}	Changement de diamètre de D_{c3} à D_{c2}
K_{LD}	Changement de diamètre de D_{c2} à D_c
K_{LE}	Changement de diamètre de D_c à D_{c2}
K_{LF}	Changement de diamètre de D_{c2} à D_{c3}
K_{LG}	Changement de direction à 90 degrés
K_{LH}	Déversement dans un réservoir
K_{LI}	Sortie du réservoir
K_{LJ}	Contour de la tige du vérin (Calculs et hypothèses présentés à la section 3.1.3.1)
K_{LK}	Changement de diamètre de D_{c3} à D_{c2}
K_{LL}	Changement de diamètre de D_{c2} à D_c
K_{LM}	Changement de diamètre de D_c à D_{c2}
K_{LN}	Changement de diamètre de D_{c2} à D_{c3}
K_{LO}	Contour de la tige du vérin (Calculs et hypothèses présentés à la section 3.1.3.1)
K_{LP}	Entrée dans un réservoir

3.1.3.1 Hypothèse pour l'évaluation des pertes de charge se produisant lorsque l'écoulement doit contourner la tige d'un piston

Le coefficient de perte de charge d'un écoulement devant contourner la tige d'un piston n'est pas un élément documenté (figure 3.3). Pour estimer la valeur de ce coefficient, on a émis l'hypothèse que cette perte de charge était semblable à celle d'une vanne permettant de limiter le débit de fluide dans une conduite. Le tableau 3.3 présente les coefficients de perte de charge d'une vanne en fonction de sa hauteur. Comme le pourcentage d'obstruction de la vanne n'est pas équivalent à sa hauteur, une équation permettant d'exprimer le pourcentage de surface obstruée en fonction de la hauteur de la vanne a donc été développée (équation 3.27). Cette équation fait référence à la figure 3.4. En utilisant les valeurs du tableau 3.3 ainsi que l'équation (3.27), une régression linéaire de troisième ordre a permis de générer une équation permettant d'estimer le coefficient de perte de charge d'une vanne en fonction du pourcentage de surface obstruée. Les valeurs utilisées pour cette régression sont présentées dans le tableau 3.4.

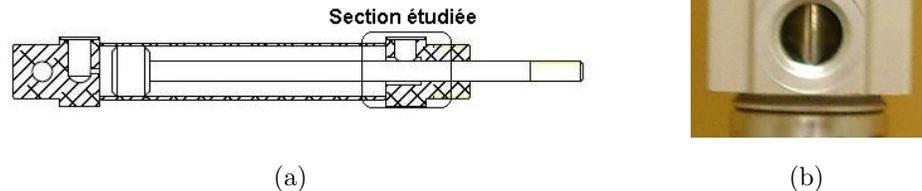


FIG. 3.3 – (a) Vue en coupe du vérin pneumatique. (b) Photo illustrant le phénomène de perte de charge autour de la tige.

TAB. 3.3 – Coefficients de perte de charge en fonction de la hauteur de la vanne [24].

Hauteur de la vanne (H)	Coefficients de perte de charge
0	0
0,25	0,26
0,5	2,1
0,75	17

$$A = \frac{(\pi r^2 \frac{2\theta}{360} - xy)}{\pi r^2} \quad (3.27)$$

TAB. 3.4 – Coefficients de perte de charge pour le calcul de la régression linéaire.

Angle θ	Pourcentages de fermeture (A)	Coefficients de perte de charge
0	0	0
60	19,5	0,26
90	0,5	2,1
120	80,4	17

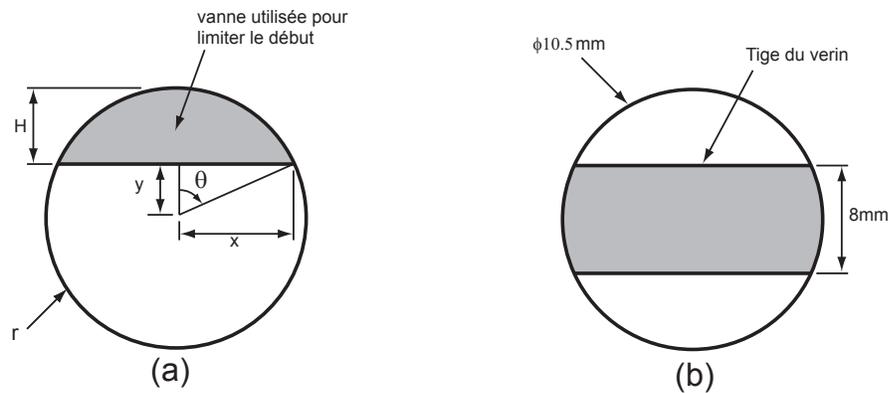


FIG. 3.4 – (A) Schéma de la vanne. (B) Schéma de la perte de charge provoquée par la présence de la tige du verin.

$$K_{L\text{vanne}} = 8 \times 10^{-5} A^3 - 0.0043 A^2 + 0.0689 A - 4 \times 10^{-13} \quad (3.28)$$

L'équation obtenue avec cette régression a permis d'évaluer les coefficients de perte de charge K_{LJ} et K_{LO} . Lors de l'évaluation de ces coefficients, on a supposé que le fluide pouvait s'écouler seulement d'un côté de la tige. Comme le diamètre de la tige est de 8mm et que le diamètre de l'orifice est de 10.5mm , cela représente un angle θ de 139deg et donc, un pourcentage d'obstruction de 93.48% . Le coefficient de perte de charge calculé avec l'aide de l'équation (3.28) est alors de 34.21 . Comme l'orifice réel par lequel le fluide traverse cette garniture est exactement deux fois plus grand que la surface utilisé pour calculer le coefficient de perte de charge, le résultat obtenu a été divisé par 2. Le coefficient de perte de charge obtenu est donc de 17.1 .

Pour calculer les pertes de charge qui se produisent dans un circuit hydraulique, il faut connaître la vitesse de l'écoulement du fluide à chaque emplacement du circuit. Les équations (3.29) à (3.33) permettent de les évaluer.

$$u_{c12} = Q_1/A_{c2} = \frac{Q_1}{\left(\frac{\pi D_{c2}^2}{4}\right)} \quad (3.29)$$

$$u_{c13} = Q_1/A_{c3} = \frac{Q_1}{\left(\frac{\pi D_{c3}^2}{4}\right)} \quad (3.30)$$

$$u_{c22} = Q_2/A_{c2} = \frac{Q_2}{\left(\frac{\pi D_{c2}^2}{4}\right)} \quad (3.31)$$

$$u_{c23} = Q_2/A_{c3} = \frac{Q_2}{\left(\frac{\pi D_{c3}^2}{4}\right)} \quad (3.32)$$

$$u_{c24} = Q_2/A_{vr} = \frac{Q_2}{\left(\frac{\pi(D_v^2 - D_r^2)}{4}\right)} \quad (3.33)$$

Il faut noter que les coefficients de perte de charge présentés dans le tableau 3.1 ne sont valides que lorsque le vérin actionneur se déplace dans le sens positif ; lorsqu'il se déplace dans la direction opposée, ces coefficients ne sont plus valides puisque les connecteurs d'entrée deviennent alors des connecteurs de sortie et vice-versa.

Cependant, la direction de l'écoulement n'a aucune influence sur la somme des pertes de charge du système. En effet, la vitesse du fluide qui traverse les conduites 1 et 2 n'est pas fonction de la direction du vérin actionneur, mais seulement du module de sa vitesse. De plus, les connecteurs d'entrée sont identiques aux connecteurs de sortie. Il n'est donc pas nécessaire de considérer la direction du vérin actionneur lors de l'évaluation des pertes de charge. Les pertes de charge dans les garnitures peuvent donc être calculées avec la vitesse absolue du vérin actionneur.

Les pertes de charge dans les garnitures sont donc évaluées en faisant la somme des pertes de charge individuelles.

$$h_{L_{connecteur1}} = h_{LA} + h_{LB} + h_{LC} + h_{LD} + h_{LE} + h_{LF} + h_{LG} + h_{LH} \quad (3.34)$$

$$h_{L_{connecteur2}} = h_{LI} + h_{LJ} + h_{LK} + h_{LL} + h_{LM} + h_{LN} + h_{LO} + h_{LP} \quad (3.35)$$

$$F_{connecteur1} = h_{L_{connecteur1}} \rho g A_1 \quad (3.36)$$

$$F_{connecteur2} = h_{L_{connecteur2}} \rho g A_2 \quad (3.37)$$

3.1.4 Calcul de la force totale devant être exercée par le moteur électrique sur le vérin moteur pour actionner le système

Le calcul de la force devant être appliquée sur le vérin moteur par le moteur électrique pour déplacer le fluide à travers le système se calcul à partir de l'équation 3.38.

$$F_{fluide} = F_{masse} + F_{conduite1} + F_{conduite2} + F_{connecteur1} + F_{connecteur2} \quad (3.38)$$

Cette force est fonction de l'inertie du fluide, de son accélération ainsi que des pertes de charge qui se produisent dans le système. L'inertie des composantes mécaniques et le frottement entre les pièces n'ont pas été ajoutés au modèle puisque leurs effets sur le système sont négligeables comparativement aux pertes de charges et aux effets inertiels du fluide.

Pour appliquer un champ de force sur l'articulation du sujet, le moteur électrique doit alors appliquer une force additionnelle F_A .

$$F_M = F_{fluide} + F_A \quad (3.39)$$

3.2 Comportement du système d'actionnement

Comme les pertes de charge sont fonction de la vitesse du fluide alors que les forces inertielles sont fonction de sa masse et de son accélération, le comportement du système électro-hydraulique a été étudié pour différentes conditions d'utilisation. Le modèle mathématique développé a donc été soumis au patron de cheville des données de David A. Winter [32] pour le découplage virtuel et pour le champ constant.

3.2.1 Champ 1 : découplage virtuel

Le découplage virtuel est un champ de force qui ne produit aucune perturbation sur l'articulation lors de la marche. Durant l'application de ce champ, le sujet ne doit ressentir aucune perturbation provenant de l'orthèse. Il doit être libre de réaliser tous les mouvements qu'il désire sans qu'il n'y ait d'interférence lors de ses déplacements. L'orthèse est en quelque sorte découplée virtuellement de son articulation. Lors du découplage virtuel, le moteur électrique qui agit sur le vérin moteur se charge de vaincre toutes les pertes d'énergie qui se produisent dans le système. Le découplage virtuel permet ainsi de découpler l'orthèse du sujet tout en offrant la possibilité d'appliquer des perturbations sur celui-ci sans avoir à engager un système d'embrayage. L'estimation des forces devant être appliquées par le moteur électrique pour produire le découplage virtuel est présentée à la figure 3.5.

La figure 3.5 permet d'analyser la contribution de chacun des éléments ayant une influence sur la circulation du fluide. Cette figure permet de constater que les pertes de charge les plus importantes se produisent au niveau des garnitures et particulièrement au niveau de celles de la conduite numéro 2. Ces pertes de charge proviennent principalement de l'obstruction de la conduite par la tige du piston. Une illustration de cette obstruction est présentée à la figure 3.3. Les résultats obtenus lors de cette étude montrent que, pour suivre la trajectoire articulaire de la cheville à une vitesse de marche naturelle, le moteur électrique doit générer des efforts variant entre $-77N$ et $37N$. Si le modèle développé représente bien le comportement réel du système, l'application de ces forces permettra de minimiser les perturbations appliquées sur l'articulation du sujet.

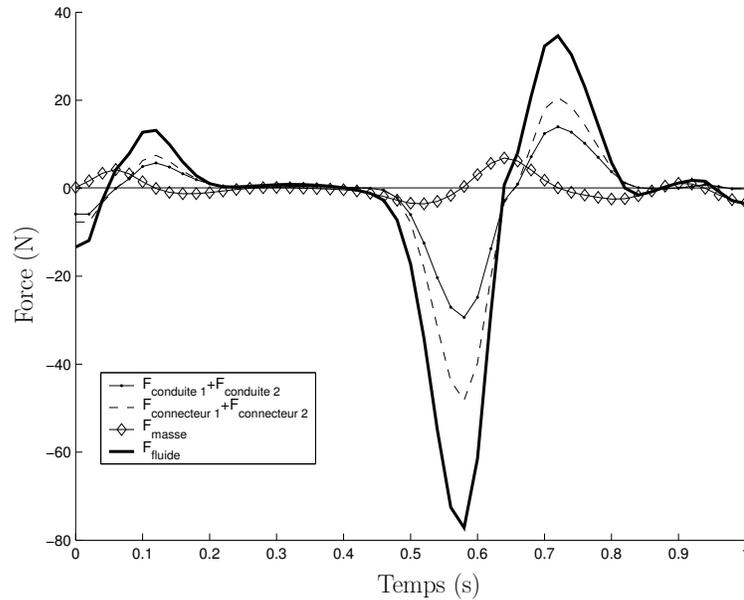


FIG. 3.5 – Force appliquée par le moteur électrique du système d’actionnement (F_M) pour déplacer le fluide afin d’éliminer totalement les efforts appliqués sur le sujet (découplage virtuel).

3.2.2 Champ 2 : champ constant

En plus d’avoir la capacité de produire le découplage virtuel tout au long du cycle de marche, l’orthèse doit être en mesure d’appliquer un couple perturbateur constant s’opposant au mouvement articulaire du sujet. Pour évaluer les efforts devant être générés par le système d’actionnement lors de l’application de ce champ, il faut connaître la trajectoire angulaire de l’articulation. Dans le cas du découplage virtuel, la trajectoire désirée est identique à celle d’une marche normale. Dans le cas d’une marche exécutée avec un couple perturbateur constant, la cinématique de la cheville est actuellement inconnue. Une trajectoire articulaire n’ayant subie aucune modification a donc été utilisée pour le calcul des efforts.

Lorsque le système doit produire le découplage virtuel, la consigne imposée lors du contrôle en force est de garder la force F_A égale à zéro. Dans le contexte où la locomotion doit être perturbée, il s’en suit que cette force doit être différente de zéro. Le déplacement du fluide n’est donc plus nécessairement réalisé entièrement par le moteur électrique, mais les efforts sont plutôt partagés entre les muscles du sujet et le moteur électrique. Quatre cas sont alors possibles. Chacun de ces cas est décrit dans

le tableau 3.5. La force exercée par le vérin placé sur l'orthèse est représentée par la variable F_A alors que la force appliquée par le moteur électrique sur le vérin moteur est représentée par la variable F_M .

TAB. 3.5 – Les quatre cas possibles.

Cas	Contraintes	Pmax	Explication
Cas 1	$F_M(+)$ et $\dot{x}_A(+)$	P_{1M}	Le moteur électrique exerce une force dans le sens positif pour un déplacement positif de l'actionneur
Cas 2	$F_A(+)$ et $\dot{x}_A(-)$	P_{1A}	L'actionneur exerce une force positive sur le sujet pour un déplacement négatif de l'actionneur
Cas 3	$F_A(-)$ et $\dot{x}_A(+)$	P_{2A}	L'actionneur exerce une force négative sur le sujet pour un déplacement positif de l'actionneur
Cas 4	$F_M(-)$ et $\dot{x}_A(-)$	P_{2M}	Le moteur électrique exerce une force dans le sens négatif pour un déplacement négatif de l'actionneur

Il a été démontré à la section 2.2.6 que le système pouvait résister à des pressions égales ou supérieures à $1.6MPa$ $16bar$. Comme la direction et l'amplitude de la force appliquée par le vérin moteur et par le vérin actionneur sont des éléments connus, l'emplacement dans le circuit hydraulique où la pression est la plus élevée peut être déterminé. La troisième colonne du tableau 3.5 indique cet endroit et les variables utilisées dans ce tableau font référence à la figure 3.2. L'estimation de la pression maximale se fait donc en divisant la force appliquée par la surface du vérin. Le niveau de cette pression peut alors être estimé avec les équations présentées dans le tableau 3.6.

TAB. 3.6 – Calcul de la pression maximale dans le circuit.

Cas	Pression
Cas 1	$P_{1M} = \frac{ F_M }{A_1}$
Cas 2	$P_{1A} = \frac{ F_{fluide} + F_M }{A_1}$
Cas 3	$P_{2A} = \frac{ F_{fluide} + F_M }{A_2}$
Cas 4	$P_{2M} = \frac{ F_M }{A_2}$

Une estimation de la force devant être exercée par le moteur électrique sur le vérin

moteur lors de l'application d'un couple constant de $2.5Nm$ est présentée à la figure 3.6(a). Les cas et l'estimation de la pression maximale sont présentés à la figure 3.6(b). Les mêmes paramètres sont présentés à la figure 3.7 pour un couple de $25Nm$.

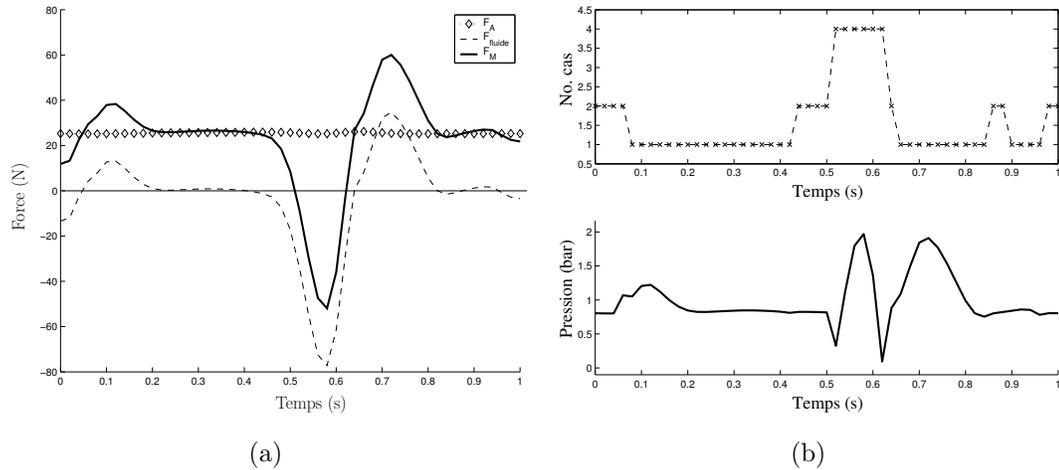


FIG. 3.6 – (a) Forces appliquées par le système d'actionnement pour produire un couple de $2.5Nm$. (b) Numéro du cas et estimation de la pression maximale dans le système pour l'application d'un couple de $2.5Nm$.

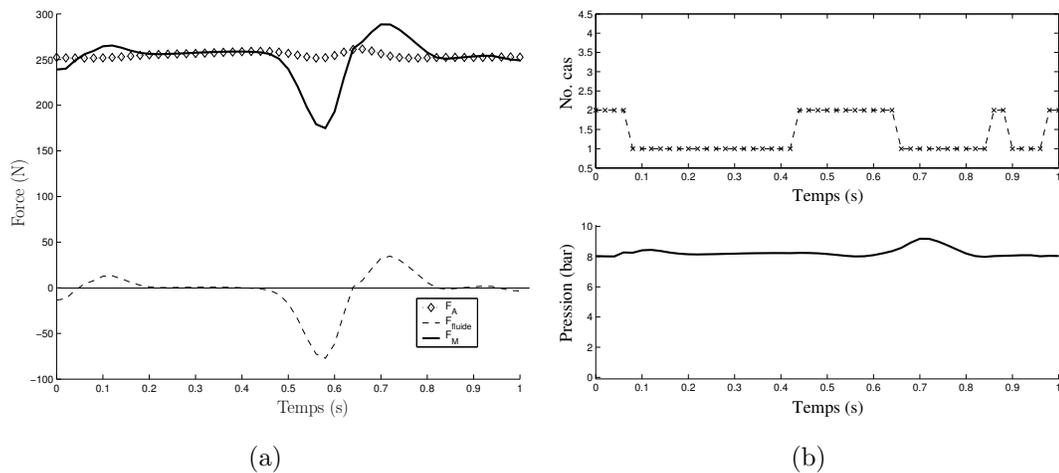


FIG. 3.7 – (a) Forces appliquées par le système d'actionnement pour produire un couple de $25Nm$. (b) Numéro du cas et estimation de la pression maximale dans le système pour l'application d'un couple de $25Nm$.

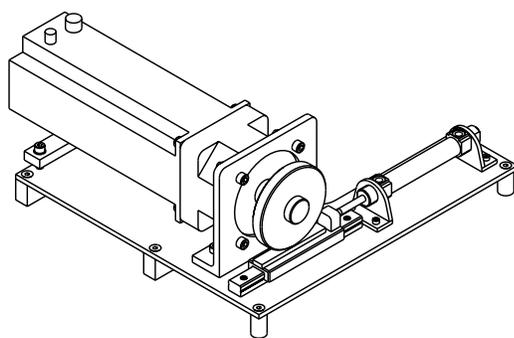
3.3 Le système d'actionnement

Le système d'actionnement est un mécanisme robotisé placé à proximité du sujet qui permet de contrôler les efforts appliqués sur son articulation. Ce système est principalement composé d'un moteur électrique et d'un vérin pneumatique (figure 2.7). Le système d'actionnement a été choisi en fonction des critères suivants. Le système doit :

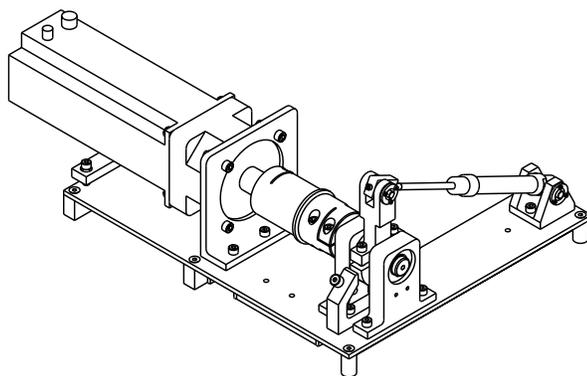
1. Être le plus linéaire possible. La position et la vitesse articulaire de l'orthèse doivent avoir une influence minimale sur le comportement du système ;
2. Minimiser les effets de "backlash" ;
3. Être sécuritaire ;
4. Pouvoir être assemblé et désassemblé facilement lors du remplissage des conduites et des vérins ;
5. Être rempli de fluide en plongeant uniquement les composantes pneumatiques (conduites, vérins et connecteurs) dans l'eau afin d'éviter la corrosion et la détérioration des autres composantes.

Deux solutions ont été évaluées lors de l'étude préliminaire. La première consistait à utiliser un moteur électrique couplé à un ensemble pignon et crémaillère alors que la seconde préconisait l'utilisation d'un mécanisme à 4 barres. Les CAO (dessin de conception assistée par ordinateur) de chacune de ces deux options sont présentées à la figure 3.8.

Le mécanisme à 4 barres a été retenu parce qu'il minimise les effets de "backlash" et de frottement, bien que son comportement soit moins linéaire que la première alternative dû au fait que la longueur du bras de levier qui permet de moduler la longueur du vérin moteur varie en fonction de la position angulaire du système. Comme la plage angulaire sur laquelle le système opère est relativement petite, environ 22 degrés de chaque côté de la position optimale, les problèmes de linéarité du mécanisme à 4 barres n'apparaissent pas significatifs. En effet, la longueur du bras de levier permettant d'actionner le système variera entre 92,7 et 100mm. Cette contrainte pourra cependant être minimisée lors de l'élaboration des algorithmes de contrôle.



(a)



(b)

FIG. 3.8 – (a) Système d'actionnement avec crémaillère, (b) Système d'actionnement utilisant un mécanisme à 4 barres.

3.4 Présentation du mécanisme à 4 barres

Le mécanisme à 4 barres est présenté à la figure 3.9. Ce mécanisme est utilisé pour transformer le couple moteur en force linéaire pour déplacer le fluide à travers le système et générer les effets désirés au niveau du vérin actionneur.

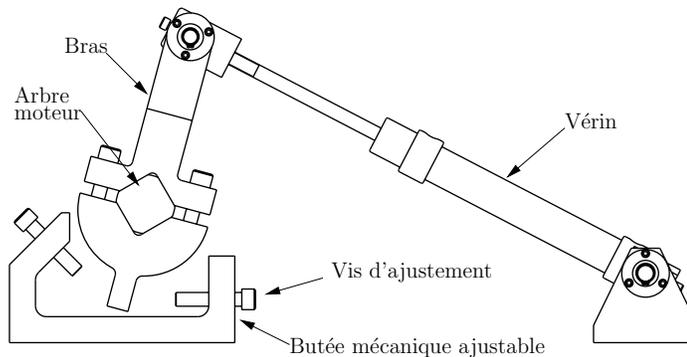


FIG. 3.9 – Mécanisme à 4 barres.

3.4.1 Choix de design mécanique

LE MOTEUR ÉLECTRIQUE

Les résultats obtenus lors de la modélisation du système électro-hydraulique ont permis de choisir un moteur électrique ayant la capacité de produire les efforts désirés. Le système a donc été muni d'un moteur électrique (*PARKER*, MPM1142BTG7JN1N) de type "brushless" pouvant générer un couple constant de $23.4Nm$ et un couple maximal de $32.7Nm$. Les caractéristiques de ce moteur sont présentées en Annexe A.1.

L'ensemble moteur électrique/transmission a été placé directement au dessus des pattes qui supportent la plaque de base. Cette disposition a permis de distribuer le poids de ces composantes (environ $25kg$) directement sur le sol, minimisant ainsi les déformations de la plaque. De plus, un support de poids a été ajouté à l'arrière du moteur pour faciliter l'alignement des composantes et pour minimiser les déformations.

LA BOÎTE DE TRANSMISSION

Au cours d'un cycle de marche, le couple appliqué par le moteur électrique change constamment de direction. Pour minimiser les effets de "backlash" dus à ces changements de direction, le système a été muni d'une boîte de transmission sans "backlash" (*PARKER*, GTN115-003) dont le rapport est 3/1. Ce rapport de transmission permet ainsi de produire un couple courant de $70.2Nm$. Les caractéristiques de cette boîte de transmission sont présentées en Annexe A.1.

ARBRE MOTEUR

L'arbre moteur a été placé sur un double appui afin de minimiser les déformations. De plus, le bras de levier utilisé pour moduler la longueur du vérin et l'arbre moteur disposent d'une section carrée qui assure qu'il n'y a pas de glissement entre les deux pièces (figure 3.9).

MONTAGE DES LIAISONS ROTOÏDES

Les liaisons rotoïdes qui supportent le vérin ont été assemblés avec des couvercles (figure 3.10). Ce montage se caractérise par sa simplicité lors de l'assemblage/désassemblage des différentes composantes. Il suffit d'enlever le couvercle, de retirer l'arbre et le roulement qui y est attaché pour retirer le vérin. Il n'y a aucun anneau élastique à manipuler. De plus, des vis de pression ont été ajoutées à chacune des extrémités du vérin afin de minimiser le jeu entre les pièces.

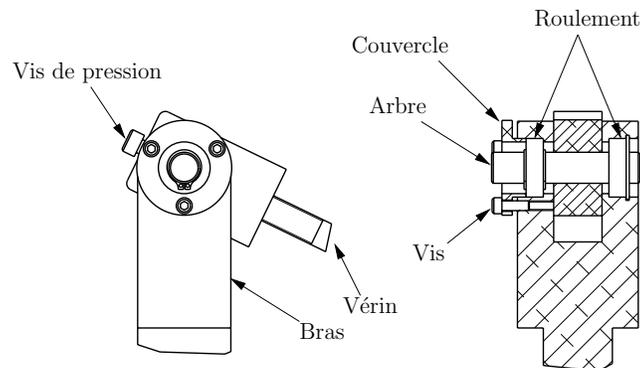


FIG. 3.10 – Montage arbre-roulement-couvercle.

3.4.2 Sécurité

Comme l'orthèse a été conçue pour appliquer des efforts sur des sujets humains, la sécurité est un aspect qui a retenu une attention particulière. Pour assurer la sécurité des utilisateurs, des systèmes actifs et passifs ont été installés sur le système d'actionnement.

SYSTÈME DE DÉBRAYAGE

Le moteur électrique utilisé pour le contrôle de l'orthèse doit être en mesure de produire les forces et les accélérations requises lors de l'application des différents champs de perturbation. L'amplitude des couples qu'il doit générer est donc importante. L'instabilité du contrôle d'un moteur comme celui utilisé pourrait engendrer des blessures importantes. Pour minimiser les risques d'accident, un mécanisme de débrayage qui désengage automatiquement le moteur de l'arbre moteur lorsque le couple excède la valeur permise a été installé entre le moteur électrique et le mécanisme à 4 barres (*R+W COUPLING TECHNOLOGY SK2 060/112 (F)*). Ce dispositif permet ainsi de limiter le couple maximal à la sortie du moteur ($30 - 60Nm$). Les caractéristiques de ce système de débrayage sont présentées en Annexe A.1.

BUTÉES MÉCANIQUES AJUSTABLES

La plage de mouvements articulaires entre la poussée plantaire et la flexion dorsale varie d'un sujet à l'autre. Pour demeurer à l'intérieur des limites physiques du sujet, le système a été muni de butées mécaniques ajustables. L'ajustement des butées se fait à l'aide de vis de positionnement. La figure 3.9 présente un schéma de ces butées.

En plaçant ces butées sur le système d'actionnement plutôt que sur l'orthèse, celles-ci ont pu être surdimensionnées sans affecter le poids de l'orthèse.

BUTÉES INFORMATIQUES

Les butées informatiques exécutent la même fonction que les butées mécaniques, c'est-à-dire qu'elles limitent le débattement angulaire de l'orthèse. Lorsque ces butées sont atteintes, elles déclenchent un protocole qui arrête l'alimentation en courant du moteur. Leurs positions sont déterminées avec l'aide de l'encodeur se trouvant sur le moteur électrique du système d'actionnement.

BOUTON D'URGENCE

Le système dispose de deux boutons d'arrêt d'urgence. L'un des boutons est utilisé par l'expérimentateur alors que l'autre est à la disposition du sujet. Les deux utilisateurs peuvent ainsi couper l'alimentation en courant du moteur au moment où ils le désirent.

INTERRUPTEUR MÉCANIQUE

Un interrupteur mécanique installé à proximité du système de débrayage permet d'arrêter le système lorsque le mécanisme de débrayage se déclenche. Lors du découplage, un disque mobile installé sur le mécanisme de débrayage se déplace linéairement d'environ $3mm$, ce qui engage l'interrupteur et arrête l'alimentation en courant du moteur.

3.4.3 Modification des vérins pneumatiques

Le design original des vérins pneumatiques utilisé a été fait pour utiliser l'air comme élément de transmission de force. Remplacer l'air par l'eau engendre alors des contraintes importantes. Certains vérins standardisés dans l'industrie tel que le Festo (*DSNU-PPV*) disposent de coussins d'absorption qui permettent d'absorber les impacts en fin de course (figure 3.11 (A)). Comme il est très difficile de faire passer l'eau à travers ces coussins, seulement $67mm$ des $100mm$ de course disponible peuvent être exploités lorsqu'on utilise l'eau. L'industrie offre une alternative : les vérins sans coussins d'absorption. Les entrées et les sorties de ces vérins sont construites avec le maximum de restriction de façon à limiter le débit et à diminuer les impacts en fin de course (figure 3.11 (B)). Ces restrictions rendent l'utilisation de ces vérins pratiquement impossible avec l'eau. Suite à notre demande, la compagnie *FESTO* a accepté de construire un vérin spécial. Ce vérin n'a pas de coussins d'absorption et offre les mêmes diamètres d'entrées et de sorties que le modèle qui en possède (figure 3.11 (C)). Ces modifications ont ainsi permis d'obtenir un vérin avec moins de restrictions, permettant ainsi de faire circuler le maximum de débit d'eau et d'utiliser toute la plage de mouvements disponible. La taille et le poids de l'orthèse ont alors pu être minimisés.

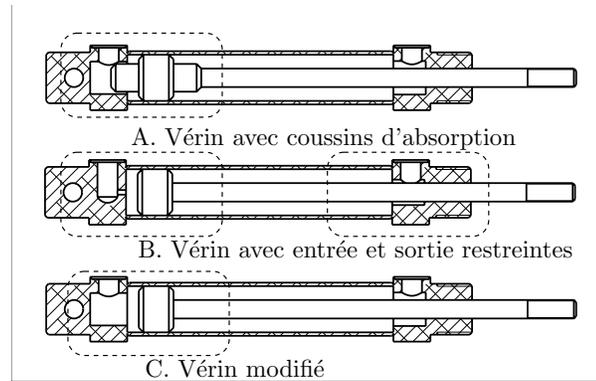


FIG. 3.11 – Types de vérin.

3.5 Discussion

Le modèle mathématique du système hydraulique présenté dans ce chapitre est un modèle simplifié du système réel. En effet, ce modèle repose sur des hypothèses et des simplifications importantes. Celui-ci représente le premier modèle permettant de prédire le comportement de ce nouveau système d'actionnement. Il a d'ailleurs été utilisé pour prédire le comportement d'une orthèse de cheville actionnée par un système électro-hydraulique lors de la marche. Les résultats obtenus avec ce modèle ont permis de choisir le moteur électrique utilisé pour actionner l'orthèse qu'utilisera le Dr. Bouyer dans le cadre de ses projets de recherche. De plus, les modifications apportées au vérin pneumatique sont concluantes et ont permis d'améliorer considérablement les performances du système.

Chapitre 4

Tests préliminaires sur banc d'essai

Ce chapitre présente l'analyse et les résultats des tests effectués sur banc d'essai afin d'évaluer et de mesurer les propriétés du système électro-hydraulique. De plus, les performances du système lors du contrôle en force et sa réponse en fréquence pour un contrôle en position y sont présentées. Finalement, on y retrouve la description des choix de design qui ont mené à la construction du banc essai utilisé pour effectuer les tests.

4.1 Objectifs des tests préliminaires

L'efficacité et la performance de ce nouveau système hydraulique contrôlé par un moteur électrique doivent d'abord être évaluées avant d'entamer la conception d'une

orthèse de cheville faisant l'interface entre le sujet et le système d'actionnement. Le premier objectif des tests sur banc d'essai est donc d'évaluer la performance de ce nouveau système électro-hydraulique pour s'assurer qu'il est conforme aux critères définis dans le cahier des charges. Le second objectif vise à s'assurer que le système est sécuritaire et que les composantes mécaniques utilisées sont adéquates et en mesure de résister aux charges imposées.

4.2 Construction d'un banc d'essai pour la réalisation des tests préliminaires

Un banc d'essai permettant d'évaluer et de mesurer la performance de ce nouveau système a été fabriqué pour réaliser les tests préliminaires. Cet outil remplit trois fonctions : génère des trajectoires angulaires, mesure des efforts et des positions angulaires et remplace les structures mécaniques de l'orthèse. Comme le design de l'orthèse n'était pas terminé au moment de la construction du banc d'essai, il était alors impossible de reproduire parfaitement la configuration géométrique de l'orthèse. Le design du banc d'essai a donc été fait en fonction du type et des caractéristiques de l'actionneur qui serait utilisé pour le contrôle des efforts appliqués par l'orthèse.

4.2.1 Cahier des charges pour la construction du banc d'essai

Comme le système sera d'abord utilisé comme banc d'essai et ensuite transformé en système d'actionnement pour le contrôle d'une seconde orthèse, il doit être facilement reconfigurable pour chacune de ces deux fonctions. Le système doit donc être muni d'un capteur d'efforts (capteur de force ou de couple) ainsi que d'un capteur de position. Pour que le banc d'essai présente une configuration géométrique semblable à celle de l'orthèse, il doit être construit avec des vérins pneumatiques de $20mm$ de diamètre offrant 80 et $100mm$ de débattement. Le bras de levier utilisé doit être de $100mm$ et le moteur électrique utilisé pour générer les trajectoires angulaires devra quand à lui avoir la capacité de reproduire les positions, les vitesses et les accélérations angulaires de la cheville humaine lors de la marche lorsqu'un couple constant de $15Nm$ s'oppose aux déplacements.

4.3 Design du banc d'essai

La figure 4.1 présente un dessin du banc d'essai conçu pour évaluer les performances du système d'actionnement et dont la conception a été assistée par ordinateur (CAO). Cette section énumère et décrit les choix de design qui ont mené à la construction de cet instrument.

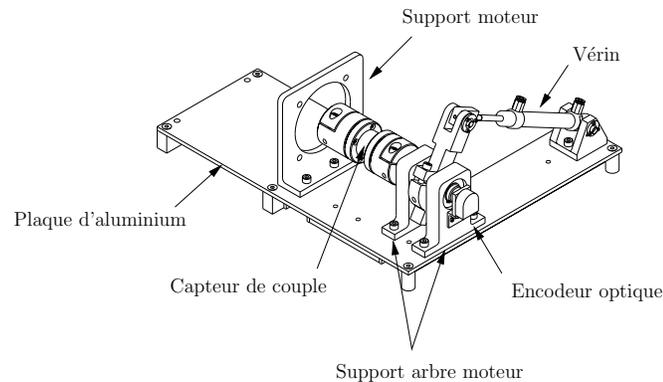


FIG. 4.1 – CAO du banc d'essai conçu pour réaliser les tests préliminaires.

LA STRUCTURE MÉCANIQUE

Afin de simplifier les modifications devant être apportées au banc d'essai pour le transformer en système d'actionnement, celui-ci a été construit sur une plaque d'aluminium identique à celle utilisée pour la construction du système d'actionnement. De plus, le bras de levier mécanique, les articulations des vérins, le support moteur et les supports de l'arbre moteur sont aussi des éléments identiques à ceux utilisés pour la construction du système d'actionnement.

CHOIX ET MONTAGE DES CAPTEURS

Le banc d'essai dispose de deux types de capteurs : un capteur de position permet d'évaluer l'orientation de l'arbre moteur alors qu'un capteur de force permet de mesurer les efforts appliqués par le système d'actionnement. Le capteur de position est un encodeur optique de 1024 encoches par tour (US digital) identique à celui qui sera installé sur l'orthèse. Dans le cas du capteur d'efforts, il s'agit d'un capteur de couple ayant la capacité de mesurer des couples variant de 0 à $65Nm$ ($0-500lbin$) (*Transducer Technique TRT-500*). Les caractéristiques de ces deux capteurs sont présentées en Annexe B.1. Pour assurer une transmission instantanée des mouvements de rotation générés par le

moteur électrique, une attention particulière a été accordée à la rigidité du montage. Un montage en sandwich a permis de surdimensionner les pièces de façon à augmenter la rigidité et minimiser les déformations. Un schéma illustrant le montage du capteur de couple est présenté à la figure 4.2. Ce montage permet de voir que les vis qui fixent le capteur ont été encastrées à l'intérieur de l'arbre. Cette configuration permet d'obtenir un montage avec une inertie de section supérieure et donc une plus grande rigidité.

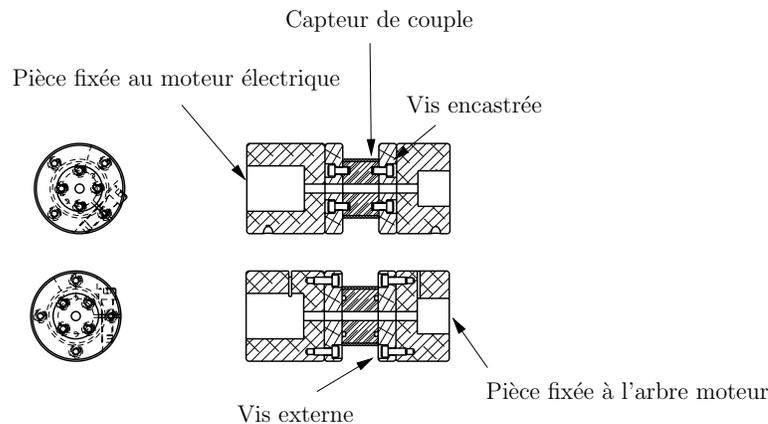


FIG. 4.2 – Montage du capteur de couple.

CHOIX DU MOTEUR ÉLECTRIQUE

Un moteur électrique identique à celui utilisé pour le contrôle du système d'actionnement a été installé sur le banc d'essai. Les efforts générés par le moteur placé sur le banc d'essai étant moins importants que ceux générés par le système d'actionnement, le choix d'un moteur identique devrait permettre de reproduire aisément les mouvements articulaires de la cheville humaine lorsqu'un couple constant de $15Nm$ s'oppose aux déplacements. Le moteur utilisé a d'ailleurs la capacité de produire un couple constant de $25,2Nm$ et un couple maximal de $98,1Nm$ lorsqu'il est couplé à un réducteur dont le rapport de transmission est de 3 pour 1. Ce choix permettra également d'utiliser ce moteur pour l'actionnement d'une seconde orthèse.

4.4 Méthodologie et résultats

Comme les pertes de charge du système hydraulique sont importantes et difficiles à modéliser, les forces devant être appliquées par le système d'actionnement pour déplacer

le fluide à travers les conduites et les vérins ont été évaluées expérimentalement. Un montage expérimental composé du système d'actionnement et du banc d'essai a donc permis d'évaluer les propriétés de ce système électro-hydraulique. Les tests présentés dans cette section ont été réalisés avec des conduites de $2m$ de longueur.

4.4.1 Mesure des forces et des couples moteurs permettant de vaincre l'inertie du fluide et les pertes de charge

Le déplacement de l'eau à travers les conduites et les vérins nécessite des couples de forte amplitude. En effet, les pertes d'énergie provoquées par les pertes de charge et les effets inertiels induits par le poids et les accélérations de l'eau nécessitent des efforts considérables. Pour mesurer l'amplitude des couples moteurs devant être générés par le système d'actionnement, un contrôle réalisé en position a permis de mesurer les efforts appliqués en fonction des différentes trajectoires. Deux types de trajectoires ont été générées lors des essais effectués. Le premier type de trajectoire était sinusoïdal alors que le second type de trajectoire reproduisait un patron typique de cheville humaine. Pour mesurer les couples appliqués par le système d'actionnement, le mécanisme de débrayage automatique a été remplacé par un capteur de couple permettant ainsi de mesurer les efforts appliqués directement sur le vérin moteur. Un schéma du montage utilisé pour réaliser ces tests est présenté à la figure 4.3 alors que la convention de signes utilisée est présentée à la figure 4.4. Enfin, les équations mathématiques (4.1) à (4.9) permettent d'évaluer la configuration géométrique du système d'actionnement.

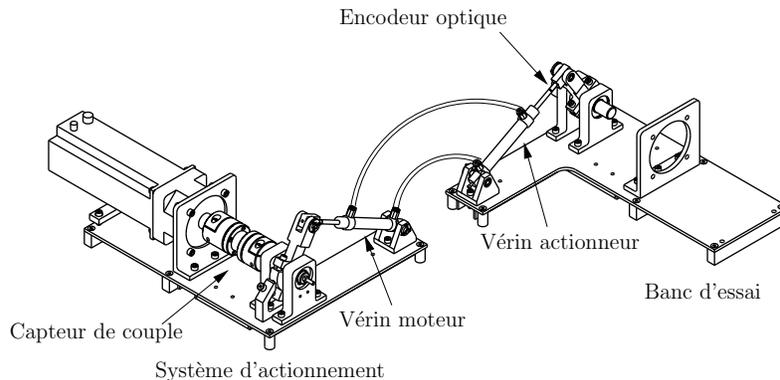


FIG. 4.3 – Montage utilisé pour mesurer les couples moteurs permettant de générer les deux types de trajectoires.

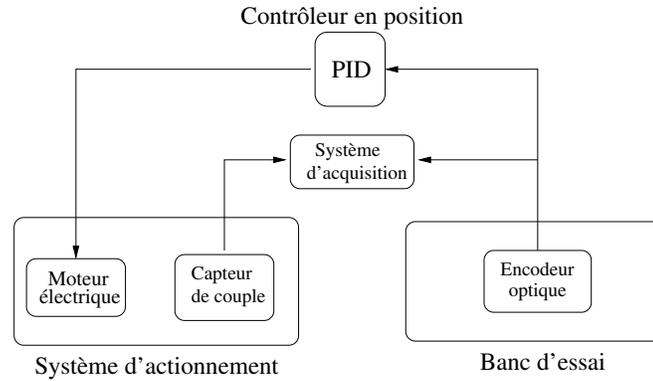


FIG. 4.5 – Schéma de contrôle pour la mesure des couples permettant de déplacer l'eau à travers les conduites.

4.4.1.2 Couples générés par le moteur électrique du système d'actionnement pour produire des trajectoires sinusoïdales

La trajectoire de type sinusoïdal a été préférée aux autres trajectoires parce qu'elle permet de standardiser les essais. Cette trajectoire est facile à reproduire et dépend seulement du temps. Des trajectoires sinusoïdales de $0,25rad$ ($14,32deg$) d'amplitude réalisées à des fréquences de 1, 2 et $3Hz$ ont permis de mesurer l'amplitude des couples moteurs permettant de déplacer le fluide à travers les conduites et les vérins. La figure 4.6 présente les résultats expérimentaux obtenus pour chacune des trois fréquences alors que le tableau 4.1 présente les valeurs moyennes, maximales et RMS "Root Mean Square" des couples moteurs permettant de générer ces trajectoires.

TAB. 4.1 – Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs permettant de déplacer le fluide à travers le système pour générer les trajectoires sinusoïdales.

Fréquence (Hz)	Moyenne (Nm)	Maximum (Nm)	Valeur RMS (Nm)
1	0,88	4,87	2,49
2	1,08	11,22	6,81
3	1,31	21,40	13,86

Ces résultats permettent de constater que le frottement est une source de perturbation importante. En effet, les mesures prises par le capteur oscillent considérablement à une fréquence de $1Hz$. Lorsqu'on déplace les vérins manuellement, on constate d'ailleurs la présence de frottement statique important puisque les vérins ont tendance à coller. De plus, les résultats montrent que la distribution des couples moteurs n'est pas uniforme

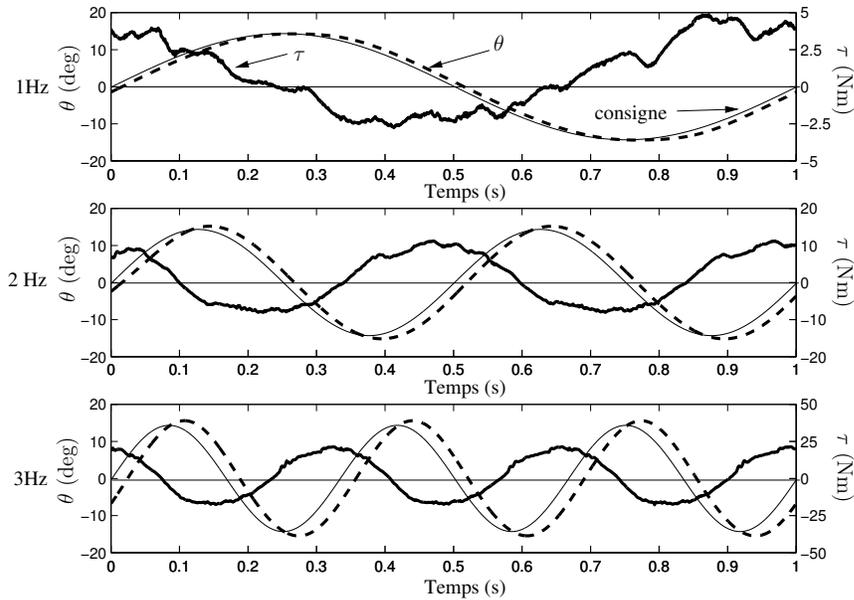


FIG. 4.6 – Couples moteurs pour générer les trajectoires sinusoïdales.

de part et d'autre de la valeur de $0Nm$ puisque la moyenne des efforts appliqués n'est pas nulle. La surface du piston moteur étant différente sur chacune des deux faces n'explique pas entièrement cette distribution non-uniforme des couples. En effet, la moyenne des couples moteurs devrait tout de même être nulle car si la pression est générée par la grande surface du côté moteur, c'est la petite surface qui applique la pression du côté actionneur et vice-versa. Cette caractéristique devrait donc normalement avoir pour effet d'éliminer l'influence de la différence de surface. Deux phénomènes peuvent expliquer en partie cette distribution non-uniforme. Premièrement, il y a la variation de longueur du bras de levier r . En effet, la longueur du bras de levier utilisé pour actionner le système varie entre 95 et $100mm$ selon la position angulaire. La longueur de celui-ci est d'ailleurs présentée en fonction de l'angle θ à la figure 4.7. Deuxièmement, cette différence peut s'expliquer par le fait que la vitesse d'étirement du vérin ($\frac{dL_P}{dt}$) n'est pas seulement fonction de θ , mais aussi de la vitesse angulaire du système $\dot{\theta}$. Alors pour une même vitesse angulaire, la vitesse d'étirement est plus grande pour une plus grande valeur de r . Les couples moteurs appliqués doivent alors être de plus grande amplitude puisque les pertes de charges sont plus importantes. La figure 4.7 présente les couples moteurs appliqués en fonction de la position angulaire pour une fréquence de $1Hz$. Tel qu'on peut le remarquer sur cette figure, les couples appliqués sont de plus forte amplitude lorsque les valeurs de θ sont négatives puisque lors des changements de direction, le bras de levier est de plus grande dimension et la vitesse de déplacement du vérin est plus importante que lorsque le bras de levier est de plus petite dimension. De

plus, ces résultats mettent en évidence le fait que la relation entre le couple moteur et la vitesse de déplacement n'est pas une relation linéaire. En effet, les couples moteurs appliqués par le système d'actionnement à une fréquence de $3Hz$ sont plus de 5 fois supérieurs aux couples appliqués à une fréquence de $1Hz$.

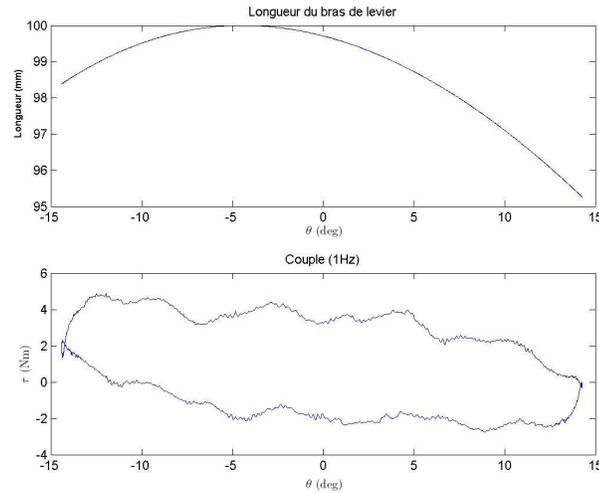


FIG. 4.7 – Longueur du bras de levier en fonction de l'angle θ et couple appliqué en fonction de l'angle θ pour une fréquence de $1Hz$.

4.4.1.3 Couples générés par le moteur électrique du système d'actionnement pour reproduire un patron typique de cheville humaine lors de la marche.

Pour suivre la trajectoire articulaire de la cheville humaine lors de la marche, le système d'actionnement qui actionne l'orthèse doit avoir la capacité de produire les efforts permettant de générer les mouvements articulaires de la cheville. La mesure des couples moteurs permettant de déplacer le fluide à travers le système a donc été effectuée pour une trajectoire représentant un patron typique de cheville humaine. Différentes cadences de marche ont été reproduites lors de ces essais. Il faut noter que la cadence de marche a une légère influence sur la cinématique des différentes articulations de la jambe. En effet, les trajectoires articulaires de la cheville, du genou et de la hanche varient en fonction de la vitesse de marche. Pour simplifier l'expérimentation, les patrons de marche reproduits par le système d'actionnement n'ont pas été modifiés en fonction des différentes cadences. Les couples générés par le système d'actionnement ont été mesurés pour des cadences de 0,75, 1 et 1,25 cycle de marche par seconde. La figure 4.8 présente les résultats expérimentaux obtenus pour chacune de ces cadences alors que

le tableau 4.2 présente les valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs permettant de reproduire un patron typique de cheville humaine.

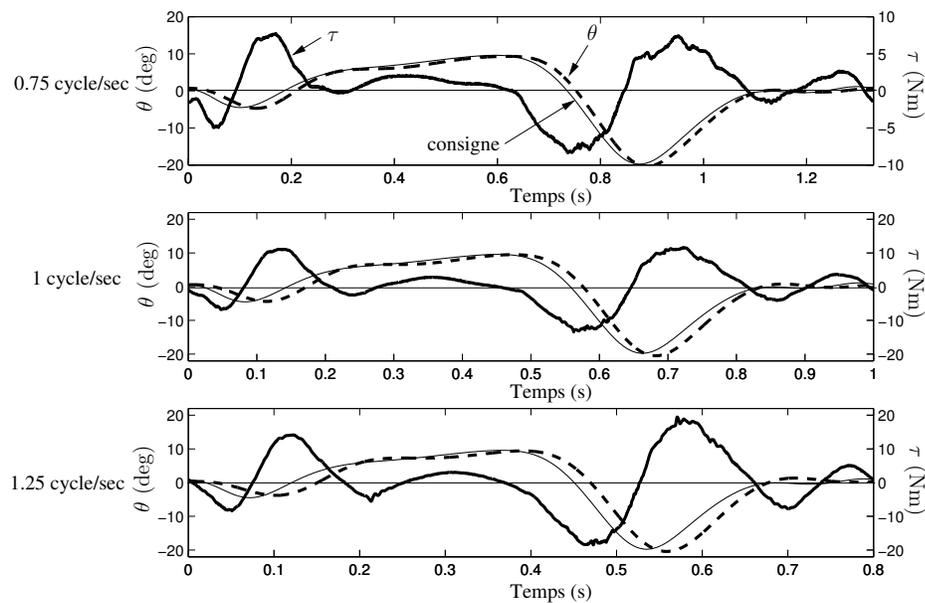


FIG. 4.8 – Couples moteurs permettant de générer le patron de Winter.

TAB. 4.2 – Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs permettant de reproduire un patron typique de cheville lors de la marche.

Fréquence (<i>Cycle/sec</i>)	Moyenne (<i>Nm</i>)	Maximum (<i>Nm</i>)	Valeur RMS (<i>Nm</i>)
0,75	0,63	7,73	3,72
1	0,47	11,61	5,86
1,25	0,42	19,48	8,54

Les couples moteurs permettant de reproduire la cinématique de la cheville humaine pour trois cadences différentes sont présentés à la figure 4.8. Ces résultats illustrent bien l'importance des couples devant être appliqués par le système pour reproduire la trajectoire d'un patron typique de marche. En effet, pour reproduire le patron de Winter à une fréquence d'un cycle de marche par seconde, les couples générés par le système d'actionnement atteignent des valeurs supérieures à $11Nm$. Avec un bras de levier dont la longueur varie entre 95 et $100mm$, ce couple moteur représente une force linéaire d'environ $110N$. Plusieurs pointes d'amplitude qui se produisent durant le cycle. Celles-ci se produisent lors des changements de direction. Le moment du cycle où le couple maximal doit être appliqué par le système d'actionnement se produit à la transition entre la poussée plantaire et la période d'oscillation. De plus, en comparant

les résultats obtenus à une cadence de $1,25Hz$ avec ceux obtenus à $0,75Hz$, on constate que l'erreur de position entre la consigne et la position réelle du système augmente avec la fréquence. En effet, le système accuse un certain retard sur la consigne envoyée lorsque la cadence augmente. Cependant, sachant que le système d'actionnement a la capacité de produire des couples beaucoup plus importants que ceux générés lors de la réalisation de ces trajectoires, nous croyons qu'un contrôleur mieux adapté permettrait probablement de mieux suivre la consigne. Le retard en position de la réponse par rapport à la consigne est également en lien direct avec la réponse en fréquence du système.

4.4.2 Réponse en fréquence du système hydraulique pour un contrôle en position

L'orthèse de cheville présentée dans ce mémoire a été conçue pour effectuer un contrôle en force. Une méthode couramment utilisée lors de la réadaptation des individus souffrant de problèmes de motricité consiste à reproduire les mouvements articulaires normaux avec l'aide de machines ou de professionnels de la santé de façon à leur permettre de retrouver une certaine coordination musculaire lors de la marche. Dans le cadre d'un programme de réadaptation de ce type, le contrôle des actionneurs doit être fait en position. Les propriétés du système électro-hydraulique ont donc été évaluées pour un contrôle de ce type.

Des trajectoires sinusoïdales de $0,15rad$ ($14,32deg$) d'amplitude réalisées à des fréquences variant entre $0,5$ et $15Hz$ ont permis d'évaluer la réponse du système en fréquence. Un diagramme de Bode illustrant le gain et la phase est présenté à la figure 4.9. L'influence du moteur et du contrôleur a été éliminée de la réponse en fréquence en prenant l'amplitude et la fréquence du signal d'entrée, à la sortie du moteur électrique. Quant à l'amplitude et à la fréquence du signal de sortie, les mesures ont été prises au niveau de l'encodeur optique placé sur le banc d'essai. Les résultats indiquent que la fréquence naturelle du système serait d'environ $10Hz$ ($60rad/s$) alors que son coefficient d'amortissement varierait autour de 0.12 . De plus, ces résultats tendent à démontrer que le système hydraulique est un système de deuxième ordre sous-amorti puisque sa réponse en fréquence décroît à une vitesse de $-40db/decade$ aux fréquences supérieures à sa fréquence naturelle. Ces résultats ont été obtenus avec des conduites de $2m$ de

longueur.

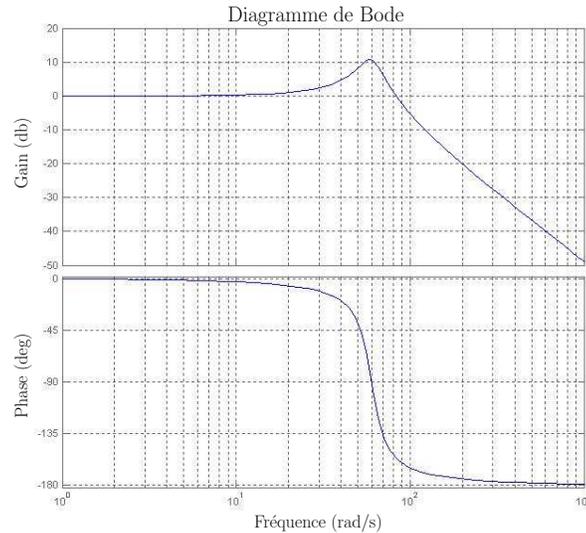


FIG. 4.9 – Diagramme de Bode du système hydraulique.

4.4.3 Réalisation d'un découplage virtuel

L'orthèse de cheville présentée dans ce mémoire a d'abord été construite dans le but d'appliquer des champs de force durant des phases prédéterminées du cycle de marche. En plus de cibler la période du cycle devant être perturbée, l'orthèse doit éviter d'influencer les autres phases du cycle, ce qui aurait pour effet de perturber inutilement la marche. À cette fin, l'orthèse doit être découplée virtuellement du sujet. Le découplage virtuel consiste en l'annulation des efforts ayant pour effet de modifier le patron de marche naturel du sujet. Durant le découplage virtuel, l'orthèse demeure attachée au sujet et l'actionneur continu de fonctionner. Cependant, son rôle n'est pas de perturber les mouvements articulaires, mais plutôt de minimiser les perturbations appliquées sur l'articulation du sujet. Pour découpler l'actionneur du sujet, certaines orthèses utilisent des systèmes mécaniques semblables aux mécanismes de débrayage. Dans le cas de cette orthèse de cheville, un découplage « software » a été préféré puisqu'il permet un meilleur contrôle du système. Cette méthode offre aussi un meilleur temps de réponse puisqu'elle n'exige que le contrôle d'un seul mécanisme.

Le montage utilisé pour évaluer les performances du système lors du découplage virtuel est présenté à la figure 4.10. Des trajectoires identiques à celles générées lors de

la mesure des couples moteurs permettant de déplacer le fluide à travers le système ont permis d'évaluer les performances du système pour ce type d'application. Des trajectoires sinusoïdales et des trajectoires typiques de cheville humaine ont donc été générées lors de ces tests.

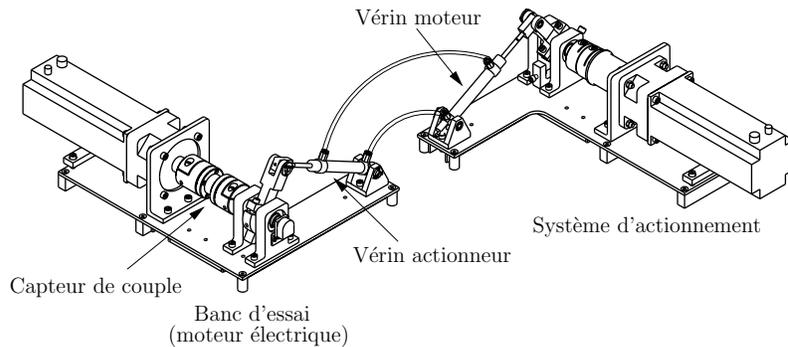


FIG. 4.10 – Montage utilisé pour mesurer les performances lors du découplage virtuel.

4.4.3.1 Contrôle effectué lors de la mesure des performances du système pour le découplage virtuel

L'évaluation des performances du système électro-hydraulique lors du contrôle en force a nécessité l'utilisation de deux types de contrôleurs différents. L'asservissement du banc d'essai était effectué en position alors que le contrôle du système d'actionnement était effectué en force. Un contrôleur de type PID permettait d'effectuer le contrôle en position alors que le contrôleur du système d'actionnement était de type P. Un schéma de contrôle effectué est présenté à la figure 4.11.

4.4.4 Découplage virtuel pour des trajectoires sinusoïdales

Des trajectoires sinusoïdales de $0,15rad$ ($14,32deg$) d'amplitude réalisées à des fréquences de $0,5$, 1 , $1,5$ et $2Hz$ devaient être générées par le moteur se trouvant sur le banc d'essai. Le contrôle en force était effectué de façon à conserver un couple de $0Nm$ au niveau du capteur placé sur le banc d'essai. L'ensemble des pertes d'énergie devait alors être vaincu par le système d'actionnement. La figure 4.12 présente les couples mesurés au niveau du capteur pour chacune de ces fréquences alors que le tableau 4.3 présente les valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs mesurés lors du

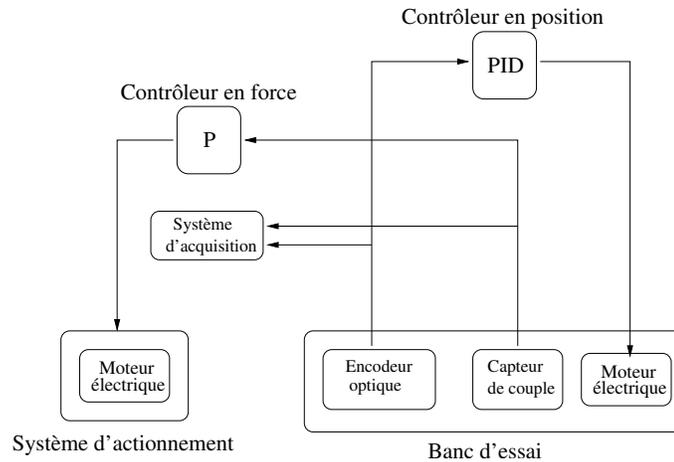


FIG. 4.11 – Schéma de contrôle pour la mesure des performances du système lors du contrôle en force.

découplage virtuel pour des trajectoires de type sinusoïdale.

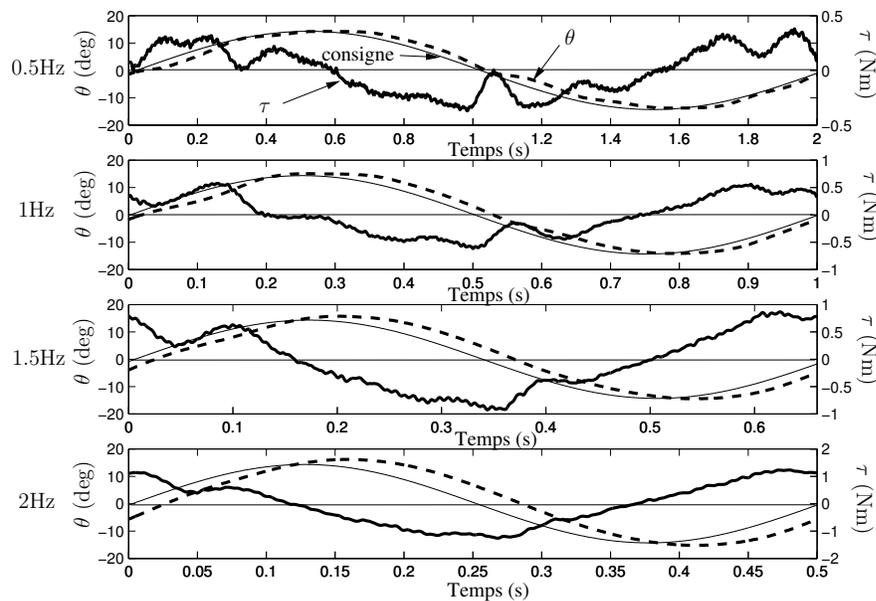


FIG. 4.12 – Découplage virtuel pour des trajectoires sinusoïdales.

Les résultats présentés à la figure 4.12 permettent de confirmer que le système d'actionnement est en mesure de réaliser un découplage virtuel efficace pour des trajectoires sinusoïdales dont les fréquences varient entre 0 et $2Hz$. En effet, lorsque la consigne en force est de conserver un couple de $0Nm$, le couple maximal mesuré par le capteur est de $0,38Nm$ à une fréquence de $0,5Hz$ alors qu'il est inférieur à $1,25Nm$ à une fréquence de $2Hz$.

TAB. 4.3 – Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs lors du découplage virtuel pour les trajectoires sinusoïdales.

Fréquence (Hz)	Moyenne (Nm)	Maximum (Nm)	Valeur RMS (Nm)
0.5	0,0031	0,38	0,20
1	-0,004	0,57	0,34
1.5	-0,013	0,86	0,54
2	-0,028	1,24	0,77

4.4.5 Découplage virtuel pour un patron typique de cheville humaine

Après avoir démontré que le système était en mesure de réaliser un découplage virtuel efficace pour des trajectoires de type sinusoïdale, il fallait s'assurer que le découplage virtuel était réalisable pour des patrons typiques de cheville humaine. Les couples moteurs ont donc été mesurés pour des trajectoires réalisées à des cadences de 0,6, 0,8 et 1 cycle de marche par seconde. Comme dans le cas des essais effectués avec des trajectoires de type sinusoïdale, la consigne en couple était de conserver un couple de $0Nm$. La figure 4.13 présente les couples mesurés au niveau du capteur alors que le tableau 4.4 présente les valeurs moyennes, maximales et RMS des couples mesurés lors du découplage virtuel pour différentes cadences de marche.

TAB. 4.4 – Valeurs moyennes, maximales et RMS des couples moteurs lors du découplage virtuel pour le patron de marche de Winter.

Fréquence ($Cycle/sec$)	Moyenne (Nm)	Maximum (Nm)	Valeur RMS (Nm)
0,6	0,0168	0,75	0,34
0,8	0,0072	1,14	0,49
1	-0,021	1,59	0,69

Les résultats obtenus montrent qu'à une cadence d'un cycle de marche par seconde, le moteur placé sur le banc d'essai ne suit pas exactement la consigne en position. Comme il s'agit d'un système composé de deux actionneurs et d'un seul degré de liberté, il est difficile d'obtenir un contrôle stable lorsque les gains du contrôleur sont élevés. L'utilisation de faibles gains a cependant pour effet de provoquer des erreurs de position

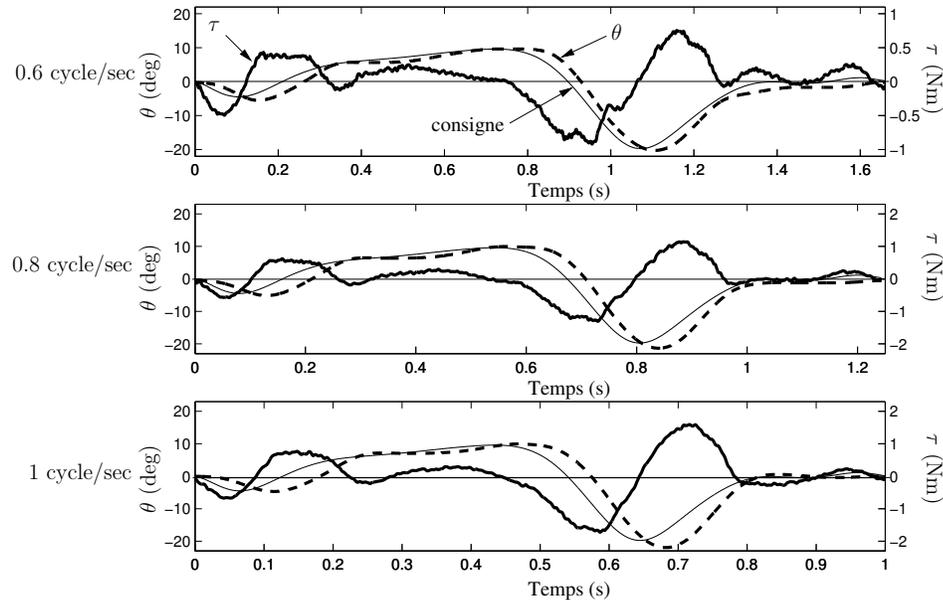


FIG. 4.13 – Découplage virtuel pour des trajectoires de cheville humaine.

sur la consigne. En comparant les résultats de ces tests avec ceux des tests présentés à la figure 4.8, on peut encore une fois affirmer que le découplage virtuel diminue de près de 80% les valeurs des couples maximaux et de 85% le couple moyen qui serait appliqué sur l’articulation du sujet s’il n’y avait pas d’assistance lorsque la cadence de marche est d’un cycle de marche par seconde.

4.4.6 Champ de force appliqué directement sur une cheville humaine

Le comportement d’un système mécanique de type (moteur/contrôleur) n’est qu’une simple approximation du comportement du corps humain. En effet, la vitesse de contraction d’un muscle, la réponse à un réflexe, la rigidité articulaire [20] et le temps de traitement utilisé par le système nerveux est difficilement comparable à un système composé d’un moteur électrique et d’un contrôleur. Avant d’installer une orthèse de cheville actionnée par un système électro-hydraulique directement sur une jambe humaine, nous avons fait interagir ces deux systèmes ensemble simplement en remplaçant le moteur électrique par une pédale. Un schéma de ce montage est présenté à la figure 4.14. Le principal avantage de cette pédale est qu’elle permet de faire interagir le système électro-hydraulique avec le système nerveux humain de façon très sécuritaire.

En effet, comme le sujet n'est pas attaché au mécanisme, il peut s'en dégager à tout moment. Les algorithmes de contrôle et les performances du système ont alors pu être évalués avec l'aide de ce montage. Trois types d'applications différentes ont été évalués lors de ces essais : le découplage virtuel, le champ constant et le champ élastique. Le schéma du contrôle effectué est présenté à la figure 4.15.

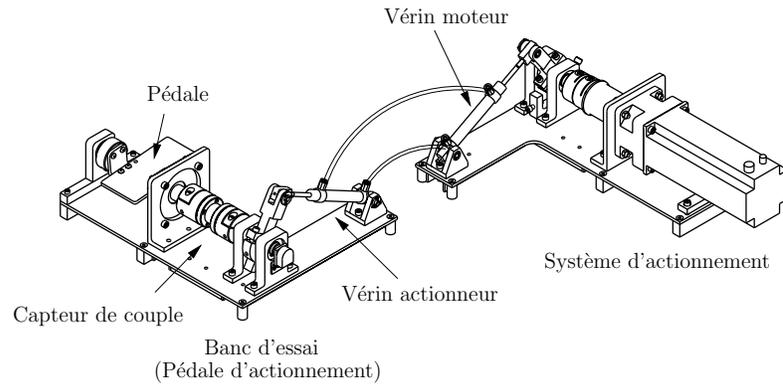


FIG. 4.14 – Montage du système d'actionnement avec le banc d'essai muni de la pédale d'actionnement.

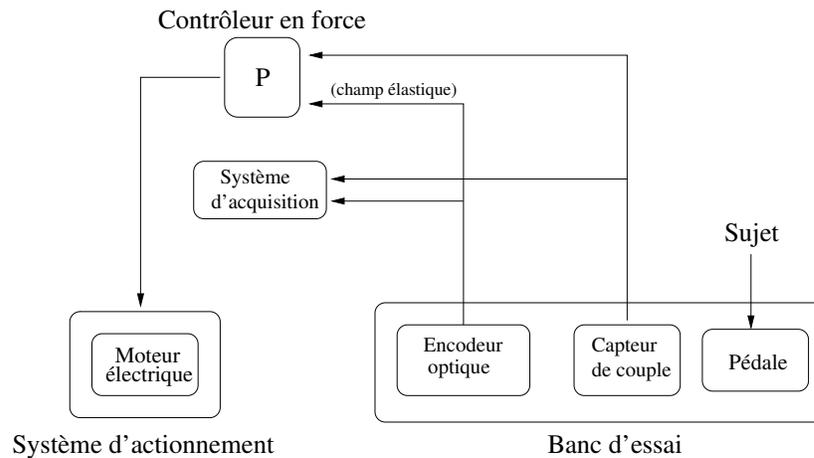


FIG. 4.15 – Schéma de contrôle avec la pédale d'actionnement.

LE DÉCOUPLAGE VIRTUEL

Le découplage virtuel consiste à éliminer la majorité des forces appliquées par l'orthèse sur le sujet. La figure 4.16 présente la position articulaire et le couple ressenti par le sujet dans cette condition.

Les résultats présentés à la figure 4.16 montrent que le découplage virtuel est aussi

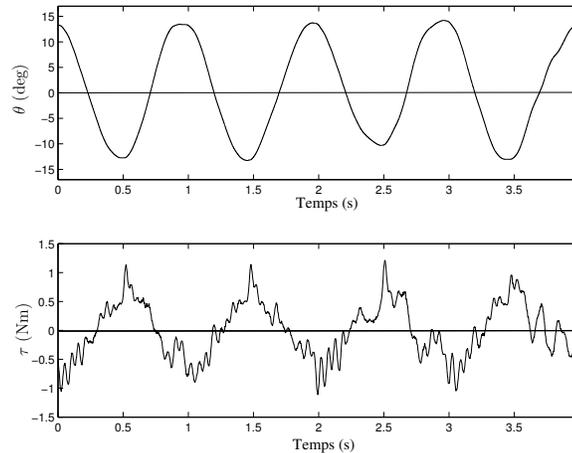


FIG. 4.16 – Découplage virtuel avec la pédale d’actionnement.

efficace lorsqu’il est appliqué sur une cheville humaine que lorsqu’il est appliqué sur un second moteur électrique. En effet, on remarque qu’à une fréquence d’approximativement 1 Hz, les couples maximaux ressentis au niveau de la cheville du sujet sont inférieurs à $1,25Nm$, que le couple moyen est de $-0,0019Nm$ et que la valeur RMS est de $0,47Nm$.

LE CHAMP CONSTANT

Le champ constant est un champ qui ne dépend ni de la position, ni de la vitesse articulaire. Il s’agit d’un champ de force dont l’amplitude demeure constante tout au long du cycle de marche. Les couples ressentis par le sujet lorsqu’un champ de force constant de $-5Nm$ est appliqué sur son articulation sont présentés à la figure 4.17.

Ces résultats montrent que, lorsque la consigne en force est d’imposer un couple constant de $-5Nm$, la valeur moyenne du couple appliqué est de $-5,01Nm$ alors que la valeur RMS est de $5,086Nm$. Quand aux valeurs maximales des couples moteurs, elles oscillent entre $-7,48$ et $-2,99Nm$.

LE CHAMP ÉLASTIQUE

Le champ élastique est un champ fonction de la position articulaire du sujet. Le champ de force élastique est de la forme $\tau = m\theta + b$, où m représente la pente et b

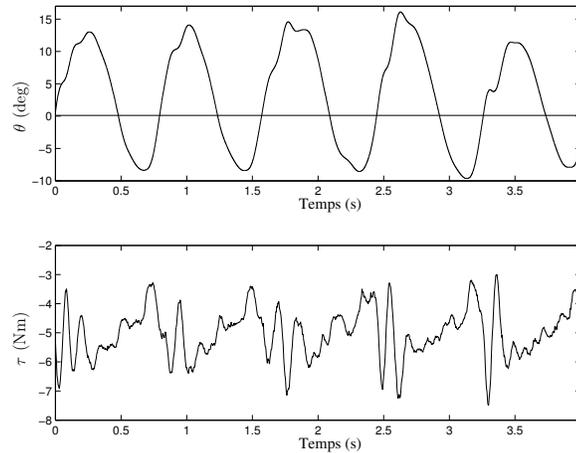


FIG. 4.17 – Champ de force constant de $-5Nm$.

représente la charge initiale à 0 degré. La figure 4.18 présente les résultats obtenus pour un champ élastique dont la relation est de la forme suivante : $y = 0.52\theta$.

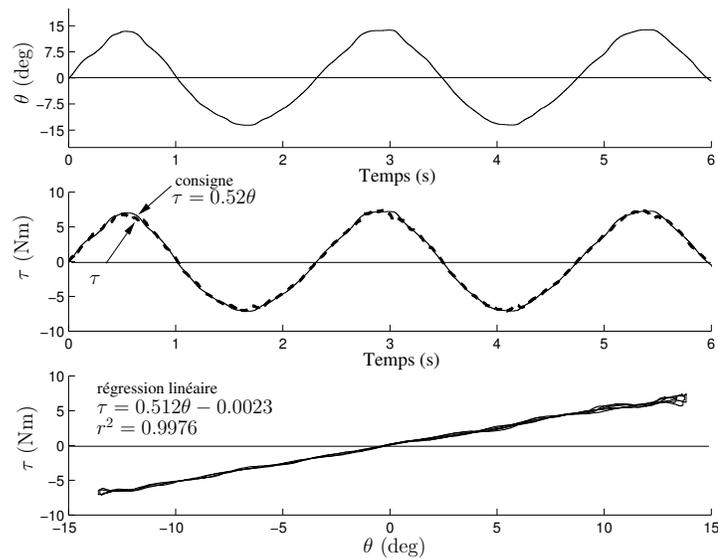


FIG. 4.18 – Champ élastique.

Ces résultats démontrent la capacité du système à appliquer des champs de force fonction de la position articulaire. En effet, la valeur du coefficient de régression r^2 est de 0.9976 alors que la régression linéaire obtenue est $\tau = 0.512\theta - 0.0023$.

4.5 Discussion

Les résultats des tests effectués sur banc d'essai mettent en évidence les possibilités qu'offre le système électro-hydraulique. En effet, ces résultats démontrent que le contrôle en force est efficace et que la réponse du système en fréquence pour un contrôle en position est intéressante.

Lorsqu'on compare les résultats obtenus en laboratoire sur banc d'essai avec les résultats générés avec le modèle mathématique présenté au chapitre 3, on peut affirmer que le modèle développé est un outil adéquat pour estimer l'amplitude des efforts devant être appliqués par le moteur électrique pour actionner le système électro-hydraulique. En effet, pour une cadence de marche d'un cycle par seconde, le couple maximal devant être appliqué par un moteur électrique utilisant un bras de levier d'une longueur de 100mm est de 8Nm alors que les résultats obtenus en laboratoire indiquent que le couple maximal produit par le système pour suivre un patron de marche est légèrement supérieur à 10Nm . Le modèle développé permet donc d'obtenir un ordre de grandeur des efforts devant être appliqués.

Les essais effectués avec le banc d'essai muni de la pédale d'actionnement démontrent clairement la capacité du système à effectuer un contrôle en force adéquat lors de l'application de différents champs de force. En effet, ces résultats confirment la capacité du système électro-hydraulique à produire le découplage virtuel, le champ de force constant et le champ de force élastique.

Chapitre 5

Conception de l'orthèse de cheville

Ce chapitre décrit la conception et la fabrication de l'orthèse de cheville qui sera utilisée par le Dr. Bouyer pour effectuer ses recherches sur le contrôle de la marche humaine. Le choix des matériaux et des capteurs, l'optimisation des structures mécaniques ainsi que la description des accessoires permettant d'ajuster l'orthèse pour différentes morphologies y sont présentés.

5.1 Caractéristiques de l'orthèse

L'orthèse de cheville présentée dans ce mémoire a été conçue pour effectuer l'interface homme/machine. Elle constitue l'instrument mécanique qui permet d'appliquer les champs de force directement sur la cheville du sujet. Pour être en mesure d'étudier

la capacité d'adaptation du système nerveux humain, l'orthèse doit répondre à un ensemble de besoins en fonction d'une multitude de critères. Les quatre critères suivants ont permis de guider la conception de l'orthèse.

L'ERGONOMIE

Notre groupe de recherche s'intéresse aux modifications qui se produisent dans le contrôle de la locomotion de l'être humain lorsque celui-ci est placé dans un environnement perturbé. Afin de pouvoir généraliser ce qui caractérise le comportement du système nerveux humain, ce type d'expérience doit être réalisé avec plusieurs sujets. L'orthèse doit ainsi pouvoir s'adapter facilement à la morphologie de chacun des sujets.

LE POIDS

Comme les expériences réalisées en laboratoire ont pour objectif de caractériser l'adaptation du contrôle neural du système locomoteur humain lorsque celui-ci est placé en présence de différents champs de force contrôlés, l'effet des autres éléments ayant une influence sur la locomotion doit être minimisé. La minimisation du poids de l'appareil fixé à la jambe du sujet est donc un élément qui doit retenir une attention particulière.

LES PERFORMANCES

Pour appliquer des efforts variant entre 0 et $15Nm$ au niveau de la cheville du sujet, l'actionneur utilisé doit avoir la capacité de produire une force approximative de $160N$. Sous une telle charge, l'orthèse ne doit ni se fracturer et ni se déformer de façon significative. De plus, elle ne doit pas restreindre la plage articulaire du sujet. L'orthèse doit offrir une plage angulaire offrant au minimum 25 degrés en flexion plantaire et 15 degrés en flexion dorsale. Cependant, étant donné l'amplitude importante des forces appliquées, seul le mouvement dans le plan sagittal doit être permis.

L'INSTRUMENTATION

En plus d'appliquer des champs de force, l'orthèse doit aussi permettre de faire de l'acquisition de données. Elle doit donc être munie de capteurs permettant de mesurer la position articulaire et l'amplitude des efforts appliqués au niveau de la cheville du sujet. Ces données doivent être transmises en temps réel pour l'asservissement du système et

enregistrées pour les études portant sur le contrôle de la marche.

5.2 Le choix des matériaux

Le choix des matériaux est un aspect qui a retenu une attention particulière. En effet, ils ont une influence directe sur les performances mécaniques de l'orthèse, notamment sur le poids, la résistance et la rigidité. Ces choix ont donc été faits en fonction des cinq critères suivants : la densité, le module d'élasticité, la limite élastique, les coûts et la complexité des procédés de fabrication.

5.2.1 Définition des critères utilisés pour le choix des matériaux

LA DENSITÉ

La densité a une influence directe sur le poids d'une structure mécanique. Cependant, un matériau de faible densité ne permet pas nécessairement d'obtenir une structure légère. En effet, si les propriétés du matériau utilisé sont inappropriées, une plus grande quantité de matériel doit alors être utilisée pour augmenter la résistance et la rigidité de la structure. Il en résulte alors une pièce dont le poids final est supérieur au poids d'une pièce fabriquée avec un matériau de densité plus élevée.

LE MODULE D'ÉLASTICITÉ

Le module d'élasticité permet de caractériser la résistance d'un matériau aux déformations. Il est préférable de choisir un matériau dont le module d'élasticité est assez élevé lorsque les déformations doivent être minimisées.

LA LIMITE ÉLASTIQUE

La limite élastique est une propriété qui permet d'estimer la contrainte minimale ayant pour effet d'engendrer des déformations plastiques dans la structure. Lorsque les

contraintes exercées sur la structure sont inférieures à la limite élastique, le matériau se comporte comme un ressort, c'est-à-dire qu'il emmagasine de l'énergie sous l'effet de la charge et il la libère pour reprendre sa configuration initiale lorsque la charge est retirée. Lorsque les contraintes appliquées sur la structure sont supérieures à la limite élastique du matériau, il se produit des déformations permanentes dans la structure.

LES COÛTS

Les coûts engendrés par la fabrication des pièces ne tiennent pas seulement compte des coûts de la matière première, mais aussi des coûts de main-d'oeuvre.

NIVEAU DE COMPLEXITÉ

La complexité est un critère qualitatif qui prend en considération le temps et les difficultés engendrer pour les étapes de conception et de fabrication de l'orthèse.

Le tableau 5.1 présente les 5 matériaux les plus utilisés pour la fabrication de composants mécaniques [22].

TAB. 5.1 – Caractéristiques des matériaux étudiés.

Matériaux	Densité ρ (kg/m^3)	Limite élastique S_y (MPa)	Module d'élasticité E (GPa)	Coûts
Acier	7845	370	200	\$
Titane	4820	800	290	\$\$\$
Magnésium	1800	275	108	\$
Aluminium 6061-T6	2700	276	70	\$
Fibre de carbone	1800	- - - -	3 600	\$\$\$

5.2.2 Matériaux utilisés pour la construction de l'orthèse

Suite à l'analyse de ces cinq matériaux, l'aluminium 6061-T6 est celui qui a finalement été retenu pour la fabrication de l'orthèse. Ce matériau est facile à usiner et les calculs mathématiques permettant d'évaluer sa résistance sont simples et reflètent bien son comportement. De plus, la limite à la rupture de cet aluminium est nettement

supérieure aux contraintes maximales qui seront exercées sur les structures de l'orthèse. Contrairement au magnésium et au titane, le rapport (module d'élasticité/densité) de l'aluminium 6061-T6 est beaucoup plus élevé, ce qui offre l'opportunité de fabriquer des pièces avec une plus grande rigidité pour un poids inférieur. Le principal avantage du titane réside dans la valeur de sa limite élastique. Cependant, l'utilisation du titane ne présente pas d'avantage face à l'aluminium 6061-T6 puisque les contraintes appliquées sur les membrures de l'orthèse sont nettement inférieures à la limite élastique de l'aluminium.

Considérant les propriétés mécaniques des matériaux énumérés dans le tableau 5.1, la fibre de carbone est définitivement le matériau qui offre les meilleures propriétés. Ce matériau a d'ailleurs été utilisé pour la construction de l'orthèse de Sinkjaer [2] et celle de Ferris [14], [15], [17]. Le module d'élasticité élevé de la fibre de carbone la rend excessivement résistante aux déformations et sa faible densité représente un atout majeur au niveau du poids. Cependant, la conception de pièces en fibre de carbone de bonne qualité requiert une expertise particulière et des équipements spécialisés. La construction doit donc être faite par des spécialistes, ce qui engendre des coûts de fabrication supérieurs au budget alloué pour la réalisation du projet. De plus, les propriétés de la fibre de carbone ne sont pas isotropes. En effet, elles varient en fonction des directions. Ces propriétés dépendent aussi du type de fibre utilisé ainsi que de la matrice de liaison, ce qui rend les calculs de la résistance des matériaux complexes. La fibre de carbone a donc été rejetée au profit de l'aluminium.

5.3 Optimisation des structures mécaniques

La conception de l'orthèse a été faite de façon à obtenir des structures légères et rigides. Des structures travaillant en tension et en compression ont donc été préférées aux structures en flexion qui sont beaucoup plus vulnérables aux déformations.

Des analyses par éléments finis ont permis d'étudier le comportement des structures mécaniques les plus critiques. Ces analyses ont été réalisées avec l'aide du logiciel *Pro/Mecanica*. Pour valider les résultats obtenus avec l'aide de ce logiciel, des études sur des pièces moins complexes ont été réalisées et comparées aux résultats obtenus avec l'aide des équations mathématiques. Les composantes mécaniques ont été étudiées

dans la configuration où l'orthèse est la plus vulnérable à la flexion, c'est-à-dire lorsque le pied et la jambe du sujet forment un angle approximatif de 90 degrés et que le couple articulaire imposé par l'orthèse est de $20Nm$. Le matériel utilisé pour ces simulations est l'aluminium 6061-T6.

LES MEMBRURES LATÉRALES

Les membrures latérales ont deux fonctions : fixer l'orthèse à la jambe du sujet et servir de point d'attache supérieur au vérin actionneur.

TAB. 5.2 – Charge et contraintes appliquées sur les membrures latérales.

Charge	Contraintes
$-200N$ en Y.	Base placée sur pivot. Partie supérieure placée sur appui.

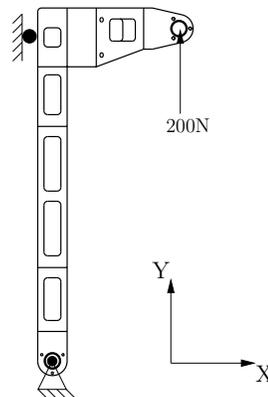


FIG. 5.1 – Charge et contraintes appliquées sur les membrures latérales.

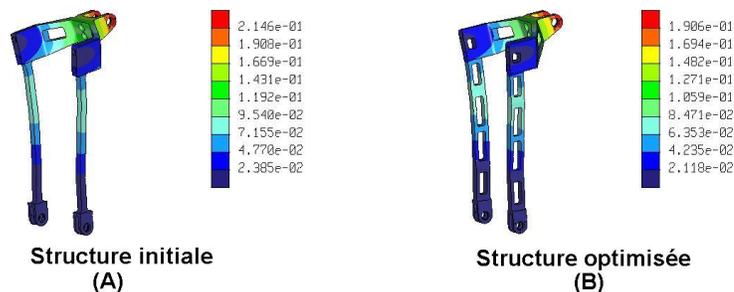


FIG. 5.2 – Déformations des membrures latérales (mm).

Les résultats obtenus suite à l'analyse par éléments finis des membrures latérales sont présentés à la figure 5.2. Ceux-ci permettent de constater que l'optimisation de

l'inertie de section n'a engendré aucune différence significative en ce qui concerne les déformations. En effet, l'optimisation de l'inertie de section a permis de diminuer les déformations de seulement 0,2mm. Il est important de noter que les membrures illustrées à la figure 5.2 ont la même épaisseur, le même volume de matériel et donc le même poids. La différence entre ces structures se situe au niveau de la disposition du matériel. Même si la différence au niveau des déformations n'est pas significative (0.24mm), les membrures présentées sur la figure 5.2 (b) ont tout de même été préférées à celles présentées sur la figure 5.2 (a) parcequ'elles sont moins vulnérable aux déformations.

Pour que l'orthèse puisse être portée sur les deux jambes, les membrures latérales ont été construites de façon symétrique. De plus, le fait que celles-ci soient symétriques assure que les déformations et les contraintes soient réparties quasi également de part et d'autre de l'axe de symétrie.

LA SEMELLE

La semelle de l'orthèse est utilisée pour transmettre les efforts directement à la cheville du sujet. Cette pièce est encastrée à l'intérieur d'une semelle de soulier commercial. Pour maximiser le nombre de sujets pouvant porter l'orthèse, la pointure du soulier choisi est 9.5US. Le design de la semelle a été réalisé de façon à minimiser l'encombrement. La minimisation de son épaisseur a cependant eu pour effet de réduire considérablement son inertie de section, la rendant alors beaucoup plus vulnérable à la flexion. Des nervures permettant de rigidifier la structure ont donc été ajoutées de chaque coté de celle-ci.

TAB. 5.3 – Charge et contraintes appliquées sur la semelle.

Charge	Contraintes
200N répartis linéairement le long de l'arrête avant.	Encastrement des surfaces A et B.

La figure 5.3 présente la charge ainsi que les contraintes appliquées sur la semelle de l'orthèse alors que les analyses par éléments finis de cette composantes sont présentées à la figure 5.4. Ces résultats montrent que l'ajout des nervures a permis de diminuer les déformations d'un facteur 16 et la contrainte maximale d'un facteur 8,5. Cette modification permet maintenant à la semelle de résister aux charges imposées par l'actionneur lorsque l'orthèse doit appliquer un couple de 15Nm sur la cheville du sujet. Cependant,

cet ajout a pour conséquence d'augmenter le poids de cette pièce de 50g. Même si cette modification a pour effet d'augmenter la masse de l'orthèse, le poids de celle-ci demeure en dessous du poids spécifié dans le cahier des charges, soit 1,82kg.

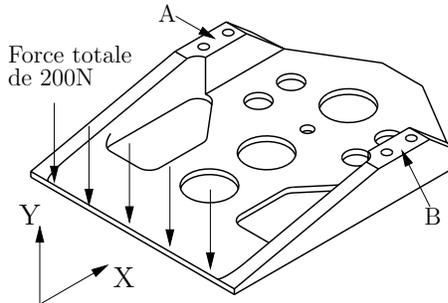


FIG. 5.3 – Charge et contraintes appliquées sur la semelle.

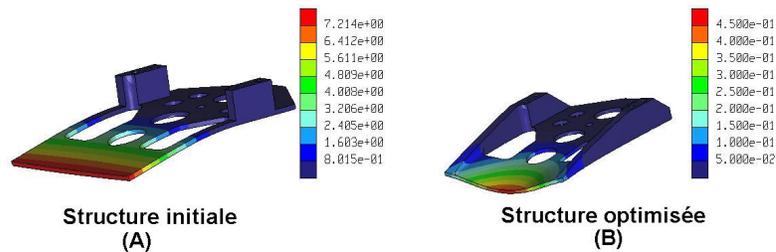


FIG. 5.4 – Déformations de la semelle (mm).

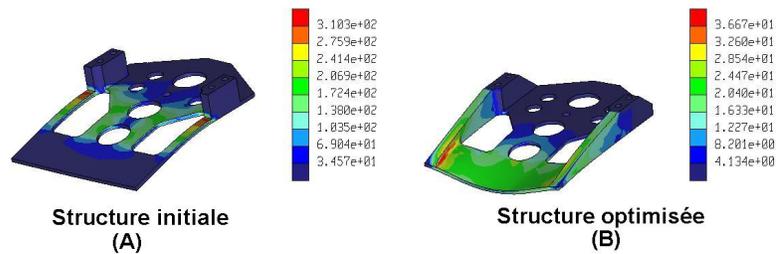


FIG. 5.5 – Contraintes appliquées sur la semelle (MPa).

TALON ARTICULÉ

Le rôle du talon articulé est de transformer la force produite par le vérin en moment de force. La conception de cette pièce favorise les structures en tension et en compression afin de lui procurer une plus grande rigidité.

La figure 5.6 présente la charge ainsi que les contraintes appliquées sur le talon articulé alors que les résultats de l'analyse par éléments finis de cette composante sont

TAB. 5.4 – Charges et contrainte sur le talon articulé.

Charges	Contrainte
<p>$-200N$ en Y.</p> <p>$100N$ en Y de chaque côté où le joint articulaire.</p>	<p>La surface inférieure de la semelle est totalement encastrée.</p>

présentés à la figure 5.7. Les résultats obtenus montrent que les déformations sont près de deux fois plus petite dans le cas de la structure optimisée. En effet, les déformations sont passées de $0,225mm$ à $0,127mm$, ce qui représente une amélioration majeure.

La différence entre ces deux structures se situe au niveau de la disposition du matériel utilisé. La configuration optimisée offre pour le même poids une plus grande rigidité. L'optimisation de cette structure a aussi permis de diminuer la contrainte maximale d'un facteur 2 passant de $60MPa$ à $28MPa$. Comme la limite élastique de l'aluminium est de $210MPa$, les résultats obtenus lors de cette étude confirment qu'il ne se produira pas de déformations plastiques dans cette structure.

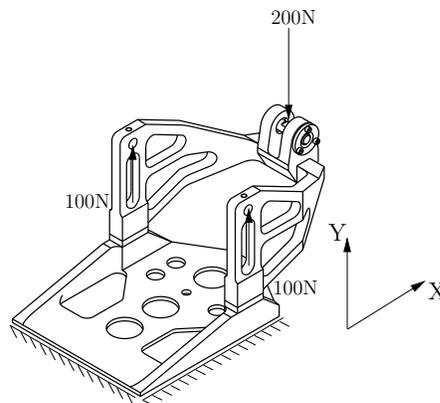


FIG. 5.6 – Charges appliquées sur le talon articulé.

5.4 Présentation de l'orthèse

Le design final de l'orthèse de cheville qui sera utilisée pour réaliser les différentes études portant sur le contrôle de la marche humaine est présenté à la figure 5.9. Le poids de cette orthèse est de $1,45kg$ et elle est en mesure d'appliquer des champs de

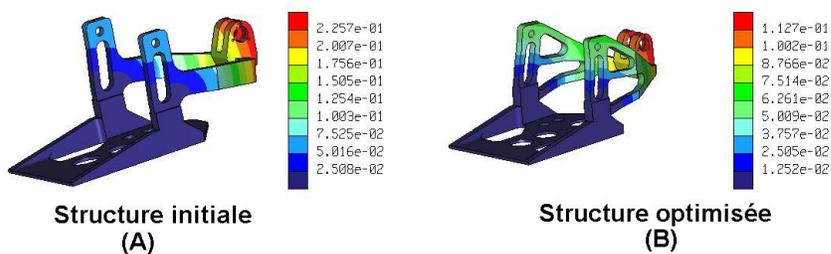


FIG. 5.7 – Déformations du talon articulé (mm).

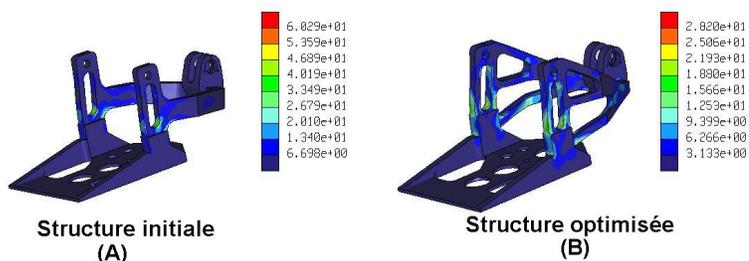


FIG. 5.8 – Contraintes du talon articulé (MPa).

force dont l'amplitude peut varier entre -15 et $15 Nm$. La hauteur entre l'articulation et la partie supérieure de l'orthèse est de $300 mm$. L'orthèse est actionnée par un vérin pneumatique de $20 mm$ de diamètre utilisant de l'eau et offrant $80 mm$ de débattement. L'orthèse permet un débattement angulaire total de 47 degrés qui peut être réparti de part et d'autre de la position anatomique. Cette section présente les choix de design, l'instrumentation et les différents éléments ergonomiques ajoutés pour le confort du sujet.

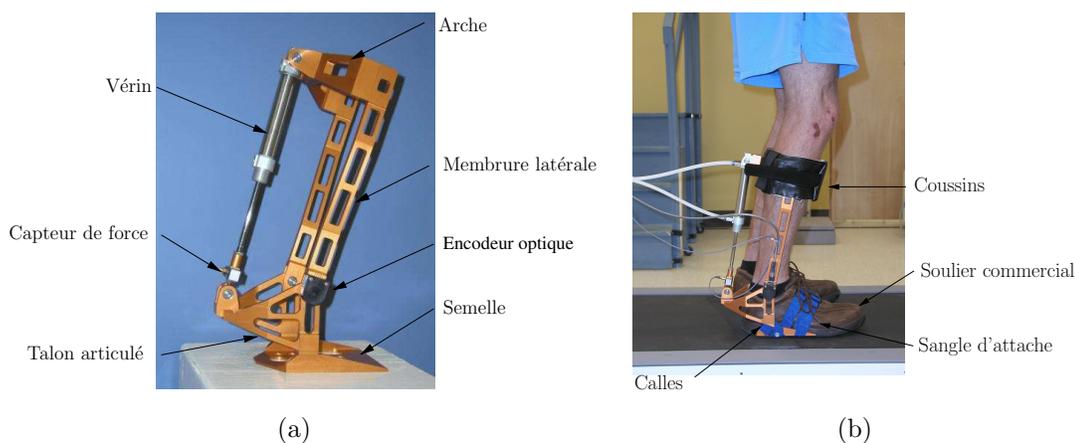


FIG. 5.9 – (a) Orthèse d'aluminium. (b) Orthèse munie des éléments d'ajustements.

5.4.1 Choix de design

MONTAGE DES LIAISONS ROTOÏDES QUI FIXENT LE VÉRIN À L'ORTHÈSE

Les liaisons rotoïdes qui fixent la partie inférieure et supérieure du vérin à l'orthèse ont été construites de la même façon que celle utilisées lors de la construction du système d'actionnement. Ce type de montage est présenté à la figure 3.10.

LE MONTAGE DES LIAISONS AU NIVEAU DE L'AXE ARTICULAIRE

Pour minimiser les pertes d'énergie qui se produisent entre le capteur d'efforts et l'articulation du sujet, des mini-roulements ont été préférés aux paliers glissants. Il est important de minimiser ces pertes d'énergie puisqu'il est impossible de les éliminer totalement et parce qu'elles ont un effet direct sur l'amplitude des efforts appliqués sur l'articulation du sujet. Pour limiter l'espace utilisé, ces roulements ont été encastrés avec l'aide d'une presse dans les membrures (figure 5.10). L'utilisation d'un anneau élastique ou d'un couvercle aurait nécessité plus d'espace, ce qui aurait engendré des problèmes d'encombrement au niveau de l'axe articulaire.

Deux vis de pression placées à l'intérieur du talon articulé permettent de minimiser les jeux entre le talon articulé et les arbres placés au niveau de l'axe articulaire. De plus, ces vis permettent d'assurer une mesure de qualité au niveau de l'encodeur optique. Celles-ci assurent que l'alignement entre le pied du sujet, le talon articulé et l'arbre utilisé par l'encodeur optique soit adéquat.

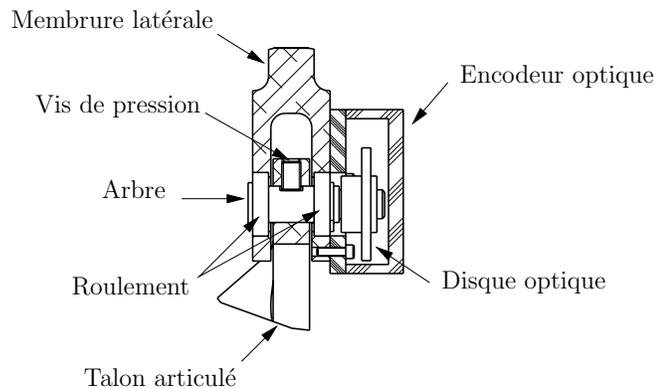


FIG. 5.10 – Montage de l'encodeur optique.

5.4.2 Instrumentation

ENCODEUR OPTIQUE

Un encodeur optique placé à l'extérieur des membrures latérales permet de mesurer la position angulaire de la cheville. Les données recueillies par ce capteur sont transmises en temps réel et utilisées pour l'asservissement des champs de force appliqués par l'orthèse. La résolution de l'encodeur optique utilisé est de 1024 encoches par tour (*US Digital E2-1024-250-A*). Les caractéristiques de ce capteur sont présentées en Annexe B.1.

CAPTEUR DE FORCE (TENSION/COMPRESSION)

Les efforts exercés par l'orthèse sont mesurés avec un capteur de force qui mesure des efforts en tension et en compression. Comparativement au capteur de couple, cette alternative permet de minimiser considérablement l'encombrement au niveau de l'axe articulaire. La conception des pièces utilisées pour fixer le capteur à l'orthèse a été faite de façon à minimiser les jeux (figure 5.11). Un écrou de contre blocage minimise les jeux au niveau de la partie inférieure, entre le capteur et l'attache inférieure, alors qu'un second écrou de contre blocage minimise les jeux entre la tige du vérin et l'attache supérieure. De plus, l'attache supérieure a été conçue pour venir s'appuyer directement sur le dessus du capteur de façon à créer automatiquement un effet autobloquant.

Le capteur de force utilisé est fabriqué par *Transducer Techniques*. Il s'agit du modèle *MLP-50 series load cell* qui permet de mesurer des forces variant entre 0 et 225N. Les caractéristiques de ce capteurs sont présentées en Annexe B.1.

5.4.3 Ergonomie

GABARITS D'AJUSTEMENT

Le type de soulier utilisé et la morphologie du sujet ont une influence directe sur la hauteur entre la semelle d'aluminium et le joint articulaire de l'orthèse. Des petites calles rectangulaires de différentes épaisseurs permettent de moduler cette hauteur afin

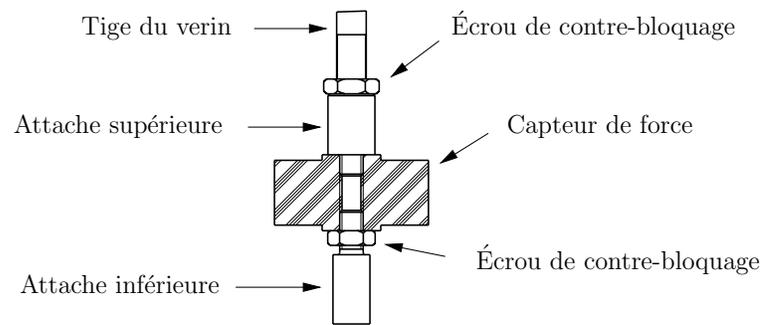


FIG. 5.11 – Montage du capteur de force (tension/compression).

d'obtenir le meilleur ajustement possible pour chacun des sujets. Ces petites calles sont insérées entre la semelle et le talon articulé.

COUSSINS AU NIVEAU DE L'ARCHE

Le diamètre de la jambe diffère substantiellement d'une personne à l'autre. Pour assurer une bonne interface entre la jambe et l'orthèse, des coussins d'épaisseurs différentes peuvent être installés sur la face interne de l'arche de l'orthèse assurant ainsi un contact ferme limitant les risques d'irritation induite par un frottement excessif.

SANGLE D'ATTACHE

Comme les principaux efforts appliqués à la cheville sont transmis par l'orthèse au pied du sujet, il est important que le pied soit bien fixé à l'intérieur du soulier. Des sangles commerciales en nylon attachées à la semelle d'aluminium et venant s'appuyer sur le dessus du soulier permettent un ajustement ferme et personnalisé.

5.5 Discussion

L'orthèse de cheville présentée dans ce chapitre est relativement légère et peut s'adapter à la morphologie de plusieurs individus. En effet, le poids de l'orthèse d'aluminium excluant le poids du soulier est inférieur à 1.5kg . Munie du soulier actuel, l'orthèse peut être portée par des sujets dont la longueur des pieds varie entre 8.5 et 9.5US. Il

est cependant possible de transférer l'orthèse à des souliers de différentes grandeurs. Une fixation adéquate de l'orthèse sur le sujet est assurée par des sangles d'attache, des calles et des coussins de différentes épaisseurs. De plus, des capteurs placés sur l'orthèse permettent de contrôler les efforts appliqués sur le sujet en temps réel. Finalement, les résultats des études effectuées par éléments finis assurent que les structures mécaniques utilisées pour la construction de l'orthèse ont la capacité de résister aux efforts subits lors de l'expérimentation.

Chapitre 6

Essais de l'orthèse en laboratoire

Ce chapitre présente l'analyse et les résultats des tests effectués avec l'orthèse de cheville en laboratoire. La capacité de l'orthèse lors de l'application du découplage virtuel y est évaluée. De plus, on y retrouve une analyse des performances du système pour l'application d'un champ de force constant, élastique ainsi que d'un champ fonction de la position du sujet dans le cycle de marche.

6.1 Objectifs des essais effectués avec l'orthèse en laboratoire

Après avoir successivement modélisé et évalué les performances du système électrohydraulique, les performances de l'orthèse pour les différentes applications définies dans le cahier des charges ont été évaluées. Les essais présentés dans cette section ont été effectués au CIRRIS (Centre Interdisciplinaire de Recherche en Réadaptation et Intégration Social). Ce centre de recherche possède des laboratoires qui permettent de faire l'analyse détaillée de la marche humaine [12].

6.2 Méthodologie

Les essais réalisés en laboratoire avec l'orthèse ont été effectués sur un tapis roulant. Pour chacun des essais, la vitesse était fixée à 4km/h . Cette vitesse représente une bonne approximation de la vitesse normale de marche d'une personne n'éprouvant pas de problèmes de locomotion. Le système d'actionnement était placé à la droite du sujet alors que l'orthèse était fixée à sa jambe droite. Une photo prise lors de l'expérimentation est présentée à la figure 6.1. Sauf lorsque spécifié, les résultats présentés dans cette section représentent la moyenne de 20 cycles de marche consécutifs. Les essais présentés dans ce chapitre ont été réalisés avec un seul sujet. Contrairement aux essais réalisés sur banc d'essai, les expériences effectuées avec l'orthèse ont été faites avec des conduites de 1.25m de longueur. La diminution de la longueur des conduites a pour effet d'améliorer les performances du système. En effet, des conduites plus courtes permettent de diminuer le temps de réponse, l'inertie et l'élasticité du système. Même si l'air a été entièrement remplacé par l'eau, une certaine élasticité demeure puisque les conduites utilisées sont composées d'un matériau en polymère qui prend une certaine expansion lorsque la pression augmente à l'intérieur de celui-ci.

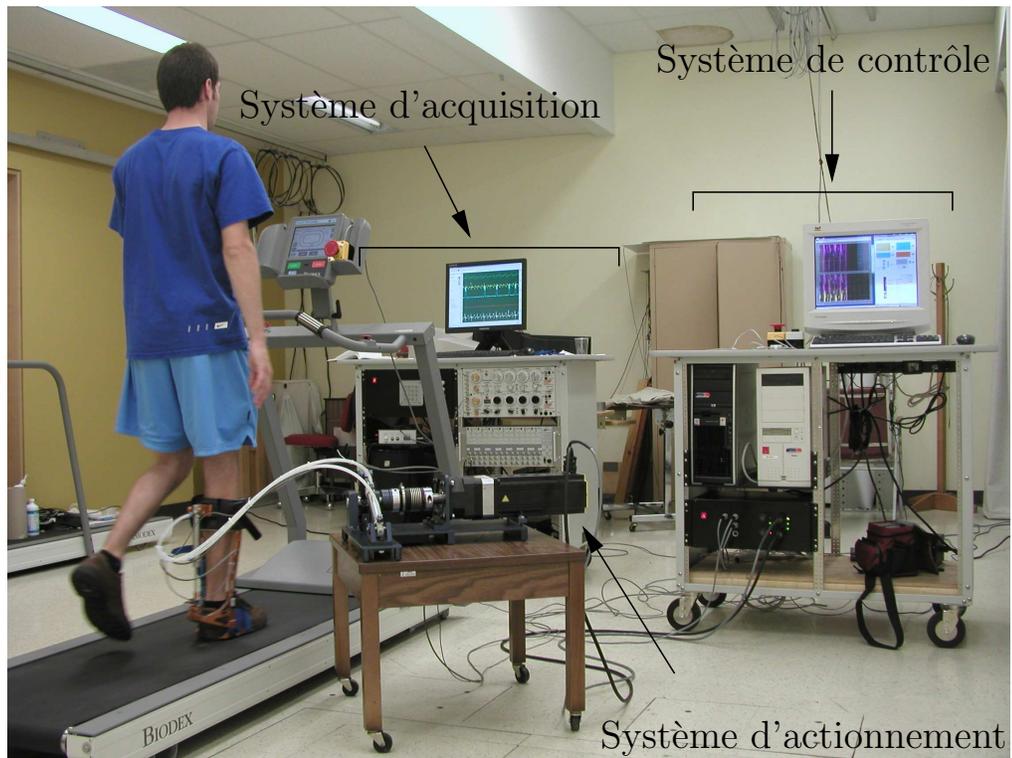


FIG. 6.1 – Configuration du laboratoire lors de l'expérimentation.

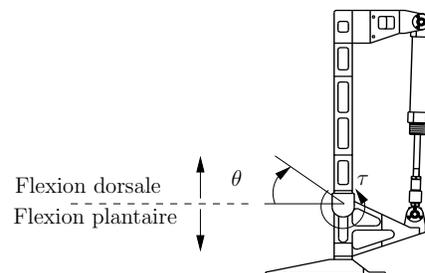


FIG. 6.2 – Convention de signes.

6.3 Contrôle

Le contrôle de l'orthèse est effectué à l'aide d'un contrôleur utilisant des gains proportionnels. Ce contrôle est asservi en fonction de l'erreur sur la consigne proscrite en force. Un schéma du contrôle effectué est présenté à la figure 6.3. Le contrôleur utilise les données qui proviennent de l'encodeur optique et du capteur de force placés sur l'orthèse pour effectuer en temps réel un contrôle des champs de force.

Des essais effectués avec un contrôleur de type PID ont été réalisés, mais les résultats obtenus n'ont pas été concluants. En effet, les sujets ont rapporté la sensation d'un pied plus lourd avec l'utilisation du gain intégral (K_I) alors que le gain dérivatif (K_D) avait pour effet de rendre le contrôle légèrement instable. Pour ces raisons, le contrôleur utilisé pour l'actionnement de l'orthèse utilise seulement le gain proportionnel (K_P). Lors du découplage virtuel, une compensation supplémentaire est effectuée lors de la poussée plantaire afin de minimiser les efforts appliqués sur le sujet.

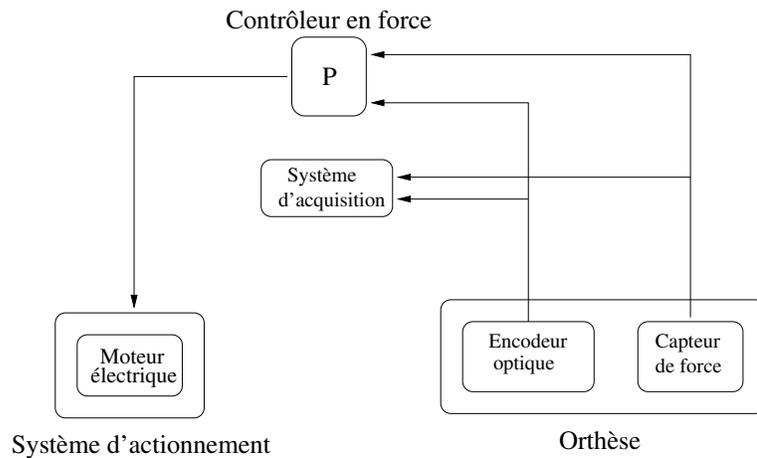


FIG. 6.3 – Schéma de contrôle pour l'asservissement de l'orthèse de cheville.

6.4 Capacité de l'orthèse à effectuer le découplage virtuel

Tel que décrit lors de la présentation des essais effectués sur banc d'essai (chapitre 4) et du modèle mathématique permettant de prédire le comportement du système

électro-hydraulique (chapitre 3), le découplage virtuel consiste à laisser l'orthèse sur le sujet, mais à éliminer les efforts appliqués par celle-ci. Lors du découplage virtuel, l'orthèse doit avoir une influence minimale sur le patron de locomotion.

Comme l'orthèse offre seulement un degré de liberté dans le plan sagittal et que son poids a pour effet d'augmenter l'inertie totale de la jambe, un découplage virtuel parfait aurait tout de même pour effet d'influencer le patron de mouvements du sujet. Pour évaluer les performances du découplage virtuel produit par le système d'actionnement, nous avons donc considéré la marche normale comme étant un contrôle parfait du système d'actionnement, c'est-à-dire un système ayant la capacité de suivre parfaitement la trajectoire articulaire du sujet et ne produisant aucune perturbation au niveau de l'articulation.

Pour évaluer la marche normale avec l'orthèse, nous avons demandé au sujet de marcher avec une orthèse munie d'un vérin contenant de l'air et dont les conduites d'eau avaient été déconnectées. Ce test permettait ainsi de prendre en considération les contraintes de poids et de degré de liberté engendrées par le port de l'orthèse tout en permettant d'évaluer les performances d'un système d'actionnement ayant la capacité de produire un découplage virtuel idéal. La figure 6.4 présente la position articulaire et le couple appliqué sur l'articulation du sujet lorsque l'orthèse est munie d'un vérin pneumatique standard où l'eau a été retiré et remplacé par l'air. Ces résultats permettent d'affirmer que les efforts appliqués par l'orthèse sur la cheville du sujet peuvent être considérés comme étant négligeables puisque ceux-ci sont inférieurs à $0.5Nm$. Les pertes de charge dans le vérin contenant l'air étant négligeables comparativement à celles du vérin contenant l'eau, les efforts appliqués sur le sujet sont de faibles amplitudes et n'influencent pas son patron de locomotion.

Pour évaluer la capacité du système d'actionnement à effectuer le découplage virtuel lors de la marche, celui-ci a été reconnecté à l'orthèse, les conduites ont été remplies d'eau et le contrôleur mis en fonction. La consigne en force prescrite lors de cet essai était de conserver un couple constant de $0Nm$ au niveau du capteur placé sur l'orthèse. Comme une de nos hypothèses est que le système nerveux humain a la capacité de s'adapter aux perturbations auxquelles il est soumis, cet essai a été fait sans laisser le temps au sujet de s'adapter aux perturbations provoquées par le port de l'orthèse. La figure 6.4 présente la position articulaire et le couple appliqué par l'orthèse sur la cheville du sujet lorsque le découplage virtuel est produit par le système d'actionnement.

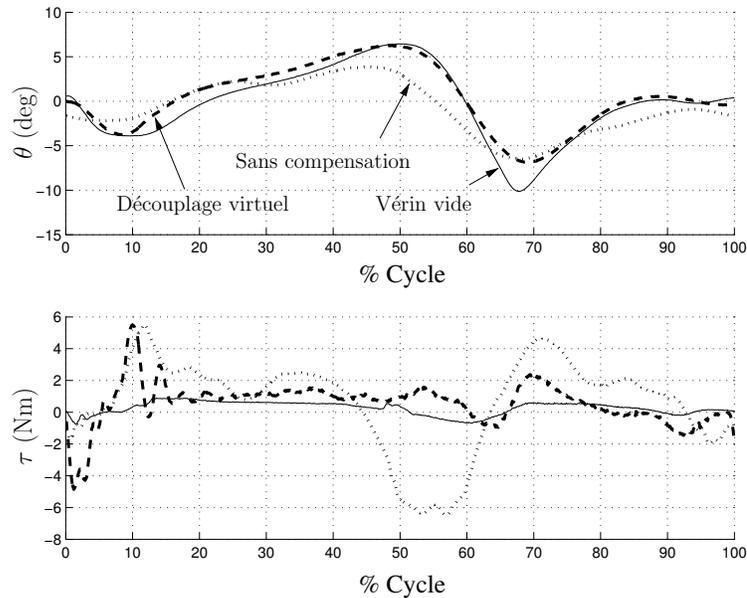


FIG. 6.4 – Position articulaire et couple appliqué sur l’articulation du sujet lors du découplage virtuel et lorsque le système d’actionnement est déconnecté de l’orthèse.

De plus, pour mettre en évidence les performances du système d’actionnement lors de cette application, nous avons fait marcher le sujet avec une orthèse où les conduites étaient remplies d’eau, mais où il n’y avait aucun contrôle du système d’actionnement (sans compensation). Le sujet devait alors injecter 100% de l’énergie servant à déplacer l’eau à travers le système.

Lorsqu’on compare le découplage virtuel produit par le système d’actionnement avec le découplage produit lorsque le vérin contient de l’air, on constate que le contrôle effectué par le système d’actionnement est efficace et que l’influence de l’orthèse sur les mouvements articulaires de la cheville est minimale. En effet, l’influence de l’orthèse durant la période d’appui et d’oscillation est négligeable puisque le couple moyen appliqué sur la cheville est de $0.57 Nm$ alors que la valeur RMS est de $1.46 Nm$. Quant aux valeurs maximales et minimales, elles oscillent entre -4.86 et $5.49 Nm$. On remarque cependant une légère différence lors du contact talon et lors de la transition entre l’appui et la période d’oscillation (68%). En ce qui concerne le contact talon, cette différence est due au fait qu’il est très difficile de réaliser un contrôle en force de qualité sur un système où il se produit des impacts. Lors de l’impact, le système d’actionnement doit produire des accélérations quasi-infinies afin de suivre la consigne en force. Comme le système d’actionnement et le contrôleur ne sont pas optimisés pour produire des changements de direction aussi rapide, c’est le poids du sujet qui, lors du contact avec le sol, injecte au

système l'énergie permettant ainsi à l'eau de circuler à travers les conduites. L'orthèse a alors pour effet d'appliquer un couple s'opposant aux mouvements articulaires du sujet. On remarque cependant que cet effet est négligeable sur la position articulaire du sujet durant cette phase du cycle. Dans le cas de la transition entre l'appui et la période d'oscillation, la perturbation appliquée est due au fait qu'à ce moment du cycle de marche, il se produit un changement de direction important qui s'échelonne sur une très courte période de temps. Le système d'actionnement n'ayant pas la capacité de produire la trajectoire idéale, la trajectoire articulaire du sujet s'en trouve légèrement modifiée. Les résultats présentés à la figure 6.4 mettent en évidence la contribution apportée par le découplage virtuel produit par le système d'actionnement. En effet, lorsqu'il n'y a pas de compensation effectuée sur le système électro-hydraulique, les périodes d'appui et d'oscillation subissent des modifications importantes comparativement au découplage virtuel.

Ces résultats démontrent clairement que le système d'actionnement a la capacité de découpler l'orthèse virtuellement du sujet et que l'influence du système sur le patron de mouvements de la cheville est négligeable. Comme le découplage virtuel est efficace, l'orthèse pourra être utilisée pour appliquer des champs de force qui seront appliqués seulement durant certaines phases du cycle de marche.

6.5 Utilisation de l'orthèse pour l'application d'un champ de force constant

Le champ de force constant ne dépend ni de la vitesse, ni de la position articulaire. Ce champ de force est invariable et demeure constant tout au long du cycle de marche. L'orthèse de cheville actionnée par un système électro-hydraulique permet d'appliquer des champs de force dans les deux directions et dont les amplitudes varient entre 0 et $15Nm$.

Le champ de force présenté dans cette section est un champ constant de $-5Nm$. Ce champ a donc pour effet de résister les mouvements articulaires dans la direction de la flexion plantaire et d'assister les mouvements dans la direction de la flexion dorsale. La figure 6.5 présente la position articulaire et le couple appliqué sur l'articulation

du sujet pour l'ensemble du cycle de marche. L'analyse des résultats indique que les couples appliqués sur la cheville du sujet oscillent entre $-9.3Nm$ et $-2.67Nm$ alors que la valeur moyenne est de $-5.65Nm$ et que la valeur RMS de $5.88Nm$. En effet, de 0 à 40% et de 75 à 100%, le couple appliqué par l'orthèse sur le sujet correspond à la consigne alors que durant la poussée plantaire, le système éprouve un peu plus de difficulté. Cependant, ces résultats démontrent la capacité de l'orthèse à appliquer un champ de force constant.

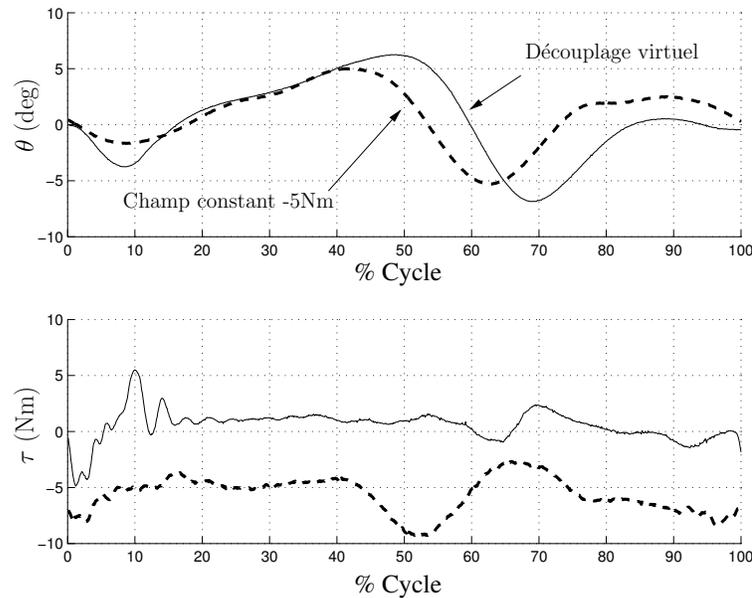


FIG. 6.5 – Position articulaire et couple appliqué lors de l'application d'un champ de force constant de $-5Nm$.

6.6 Utilisation de l'orthèse pour l'application d'un champ de force élastique

Le champ de force élastique est un champ de force qui, contrairement aux deux applications précédentes, dépend de la position articulaire du sujet. Pour évaluer le couple devant être appliqué par l'orthèse sur la cheville du sujet, le contrôleur utilise les mesures de l'encodeur optique placé sur l'orthèse.

Le champ de force élastique appliqué lors de l'essai présenté dans cette section est de la forme $\tau = m\theta + b$, où $m = 1$ et $b = 0$. Pour ce type de champ, il n'y a alors aucun

effort appliqué lorsque le sujet se trouve en position anatomique. Ce champ de force a donc pour effet de résister à la flexion plantaire et à la flexion dorsale. La figure 6.6 présente la position articulaire et le couple appliqué par l'orthèse lors de l'application de ce champ de force. Quand à la figure 6.7, elle présente le couple appliqué en fonction de l'orientation de la cheville.

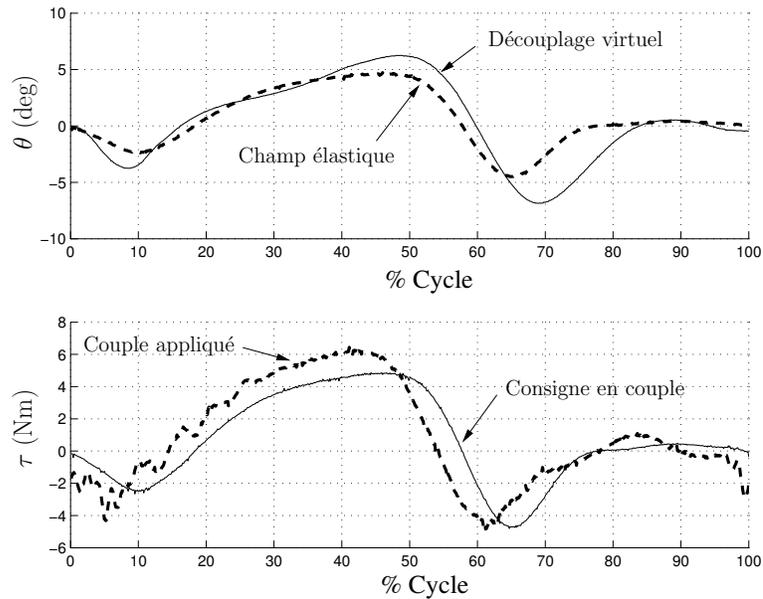


FIG. 6.6 – Position articulaire, couple appliqué lors de l'application d'un champ de force élastique de la forme $\tau = \theta$.

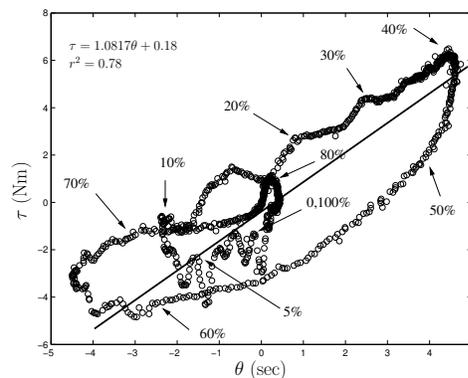


FIG. 6.7 – Couple appliqué en fonction de la position articulaire.

Cette orthèse de cheville actionnée par un système électro-hydraulique offre donc la possibilité d'appliquer des champs de force de différentes formes et qui sont fonction de la position articulaire du sujet. En effet, dans le cas de l'application d'un champ élastique, le couple appliqué est conforme à la consigne désirée. De plus, la relation

linéaire entre le couple appliqué et la position articulaire du sujet est démontrée par la valeur du coefficient de régression r^2 qui est de 0.78 et par la courbe de régression linéaire obtenue : $\tau = 1.0817\theta + 0.18$. Ce contrôle en fonction de la position articulaire représente un avantage majeur comparativement aux autres orthèses de cheville utilisées pour l'étude du contrôle de la marche humaine. En effet, à notre connaissance, aucune orthèse expérimentale existante ne permet d'effectuer un contrôle en force en fonction de la position articulaire tout en permettant de faire simultanément l'acquisition de signaux EMG.

6.7 Performance de l'orthèse pour l'application d'un champ de force qui est fonction de la position du sujet dans le cycle de marche «champ de force phase-dépendant»

Le champ de force phase-dépendant est fonction de la position du sujet dans le cycle de marche. Lors de l'application de ce champ, les efforts sont appliqués uniquement durant certaines phases du cycle. Lorsque le sujet ne se trouve pas à l'intérieur d'une de ces phases, l'orthèse est découplée virtuellement afin de ne pas avoir d'influence sur la locomotion.

Les perturbations appliquées au cours de l'expérience présentée dans cette section avaient pour but d'assister le début de la poussée plantaire. Ce type de champ de force a donc pour effet d'assister le sujet lors de la marche en minimisant les efforts générés par celui-ci pour se propulser vers l'avant. Pour détecter le début de la flexion plantaire, le contrôleur utilise les données qui proviennent de l'encodeur optique placé sur l'orthèse. Le système commence à appliquer le champ de force lorsque la position articulaire du sujet passe au-dessus de $5deg$ et cesse lorsque le sujet passe en-dessous de $0deg$. Aucune boucle de rétroaction n'est utilisée pour le contrôle de ce champ de force. En effet, la consigne en couple est envoyée directement au système d'actionnement permettant ainsi d'assister le sujet au début de la poussée plantaire. Ce champ de force est appliqué par dessus le découplage virtuel et sa forme est sigmoïde. On peut d'ailleurs remarquer à la figure 6.8 que le couple appliqué sur l'articulation du sujet lors de cette phase a atteint

des valeurs supérieures à $7Nm$ et que ce champ a été appliqué entre 40 et 60% du cycle de marche. Ces résultats sont concluants et démontrent clairement la capacité du système à appliquer des champs de force qui sont fonction de la position du sujet dans le cycle de marche. Il est intéressant de remarquer qu'à l'extérieur de la zone ciblée par le champ de force, les couples appliqués sur l'articulation du sujet ne sont pas les mêmes que lorsque le découplage virtuel est appliqué sur la totalité du cycle. Cette légère différence s'explique par le fait que le sujet n'effectue plus les mêmes trajectoires articulaires. En effet, on remarque que lors du contact talon (0% cycle), l'amplitude des mouvements articulaires est diminuée de façon importante.

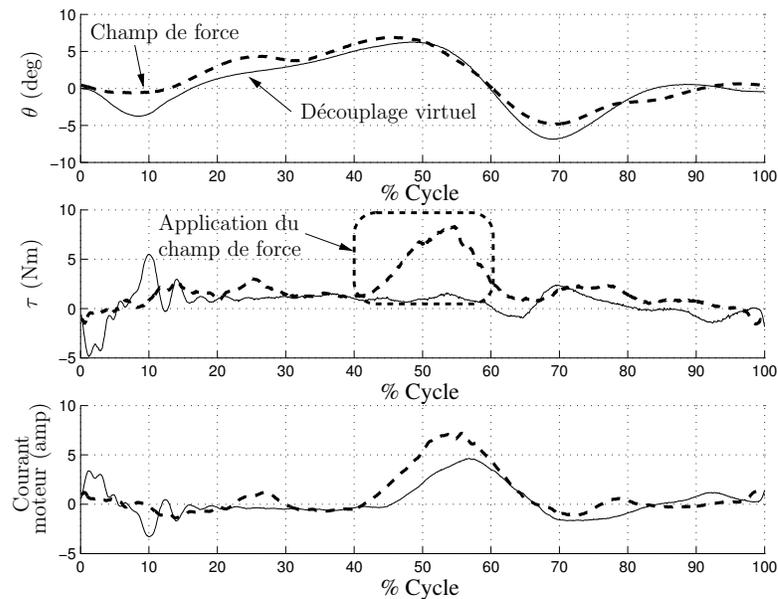


FIG. 6.8 – Position articulaire, couple appliqué et courant envoyé au moteur lors de l'application d'un champ de force permettant d'assister le début de la poussée plantaire.

6.8 Utilisation de l'orthèse pour l'évaluation du réflexe d'étirement

Durant la période d'adaptation à un champ de force appliqué au niveau de la cheville, il se produit des modifications du contrôle neural de marche [9], [10], [31]. Une des méthodes utilisées pour mesurer et caractériser ces modifications consiste à vérifier s'il y a eu des modifications des voies réflexes [1]. Notre groupe de recherche était donc

intéressé de pouvoir utiliser cette orthèse de cheville pour faire l'étude des propriétés du réflexe d'étirement.

Le réflexe d'étirement s'étudie en imposant un déplacement angulaire à haute vitesse produit durant une très courte période de temps. Les efforts devant être générés par le système d'actionnement dépendent notamment de la période du cycle durant laquelle le réflexe d'étirement est étudié. En effet, pour produire un déplacement angulaire d'une amplitude de 8 degrés échelonné sur une période approximative de $50ms$, le couple appliqué par le système d'actionnement est moins important lorsque le réflexe d'étirement est étudié durant la période d'oscillation, comparativement à la période d'appui, dû au fait que l'orthèse n'a pas à soulever le poids du sujet. Contrairement à l'application des champs de force, le contrôle du système d'actionnement pour l'étude du réflexe d'étirement s'effectue en position.

La figure 6.9 montre la séquence d'un cycle de marche complet lorsque le réflexe d'étirement est provoqué. Afin de mettre en évidence le réflexe d'étirement engendré par l'orthèse, cette courbe est synchronisée avec le début de la période d'oscillation, contrairement aux courbes précédentes qui étaient synchronisées avec le contact talon.

Cette figure illustre bien le réflexe d'étirement engendré par l'étirement du muscle soléaire. En effet, on perçoit l'apparition d'activités musculaires momentanées durant une période du cycle où le muscle est normalement au repos. Cette anomalie du patron EMG peut-être qualifiée de réflexe puisqu'elle se produit environ $38ms$ après la période d'étirement [34]. Ce délai correspond au temps nécessaire pour effectuer la boucle réflexe.

6.9 Discussion

Les résultats présentés dans cette section démontrent clairement les possibilités qu'offre cette nouvelle orthèse de cheville. En effet, celle-ci offre la possibilité d'appliquer des champs de force de différentes formes et fonction de différentes variables. De plus, la possibilité d'effectuer un découplage virtuel représente un développement et un avancement majeur en ce qui concerne les orthèses expérimentales utilisées pour l'étude du contrôle de la marche humaine. En effet, contrairement aux orthèses actionnées par

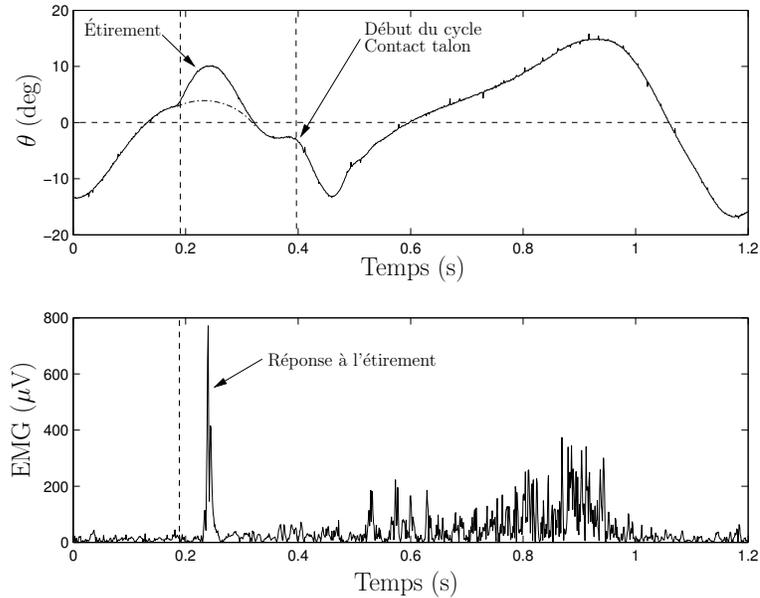


FIG. 6.9 – Position articulaire et EMG recueillis lors du réflexe d'étirement produit durant la période d'oscillation.

un moteur électrique [6], cette orthèse permet d'appliquer des champs de force contrôlés et appliqués durant des phases prédéterminées du cycle de marche tout en permettant de faire l'acquisition de signaux EMG. En plus d'être utilisée pour générer des champs de force, cette orthèse permet d'étudier les propriétés du réflexe d'étirement.

Par ailleurs, lorsqu'on compare les résultats présentés dans cette section avec ceux présentés au chapitre 4, on remarque que le système électro-hydraulique est plus performant lorsqu'il est utilisé pour actionner un système mécanique immobile dans l'espace que lorsqu'il est relié à l'orthèse de cheville. Plusieurs facteurs peuvent expliquer cette différence. D'abord, il y a la présence d'impacts importants dans le cas de l'actionnement de l'orthèse. Lorsque le sujet marche sur le tapis, il se produit un impact à chaque fois que celui-ci dépose le pied sur le sol, ce qui a pour effet de rendre le contrôle en force plus complexe. De plus, contrairement au banc d'essai, l'orthèse est moins rigide et n'est pas parfaitement fixée à la jambe du sujet, ce qui complexifie le contrôle en force. Finalement, le contrôle neural de la cheville effectué par le système nerveux est complexe. Les gains, les délais et les boucles réflexes qui le caractérisent [20] rendent l'asservissement de l'orthèse plus difficile que l'asservissement d'un système mécanique traditionnel. Pour que le contrôle demeure stable et sécuritaire, les gains du contrôleur doivent alors être diminués, ce qui engendre des pertes de performance. Même si les performances du système ne sont pas optimales pour le contrôle de l'orthèse, le développement de

cet appareil constitue une avancée majeure dans la conception et la fabrication d'appareils de pointe utilisés en laboratoire pour l'étude des mécanismes neurophysiologiques servant au contrôle neural de la locomotion humaine normale et pathologique. En effet, cette orthèse permet de réaliser des expériences qui ne pouvaient être effectuées antérieurement.

Conclusion

Les résultats obtenus à la suite des essais effectués en laboratoire avec cette nouvelle orthèse de cheville mettent en évidence les possibilités qu'offre ce nouvel outil pour l'étude du contrôle neural de la marche humaine.

En effet, contrairement aux autres orthèses expérimentales utilisées dans ce domaine de recherche [2],[6], [14], [33], cette orthèse permet d'appliquer des champs de force contrôlés ET d'évaluer les propriétés du réflexe d'étirement tout en permettant de faire simultanément l'acquisition de signaux EMG. Cette caractéristique la distingue significativement des autres puisque qu'aucune d'entre elles ne permettait antérieurement d'effectuer ces tâches simultanément. Des champs de force de forme constante, élastique ou encore fonction de la position du sujet dans le cycle de marche peuvent être générés dans les deux directions. De plus, cette orthèse se distingue des autres modèles par sa capacité à produire le découplage virtuel, ce qui représente un atout majeur pour d'autres recherches sur la modulation phase-dépendante du contrôle de la locomotion.

L'orthèse de cheville développée pour les recherches du Dr. Bouyer est légère, rigide et peut s'adapter à la morphologie de différents sujets. Cela représente un avantage majeur puisque son influence sur la marche naturelle est minime et qu'elle peut résister aux charges imposées lors de l'application des champs de force.

De plus, le premier prototype d'un système électro-hydraulique utilisé pour l'ac-

tionnement de l'orthèse représente une innovation importante. En effet, ce système retient les avantages des systèmes électrique, hydraulique et pneumatique que sont la facilité et l'efficacité du contrôle d'un moteur électrique, l'incompressibilité du système hydraulique et la légèreté du système pneumatique.

Le cahier des charges utilisé lors du développement de l'orthèse spécifiait qu'elle devait avoir la capacité de produire des champs de force fonction de la vitesse articulaire. Jusqu'à maintenant, ce type de champs n'a pas encore été appliqué. Des travaux futurs devraient en principe permettre de faire l'application de ce type de champ puisque l'orthèse et le système d'actionnement possèdent les outils permettant d'appliquer ce type de champ de force.

Finalement, on peut affirmer que l'ensemble du projet de recherche est concluant puisque le Dr. Bouyer pourra effectuer, avec l'aide de ce nouvel outil performant et révolutionnaire, de nouvelles recherches portant sur le contrôle neural de la locomotion humaine. Des recherches qui lui étaient impossibles de réaliser antérieurement.

Bibliographie

- [1] Alain, S., Cantin, B., Bouyer, L.J.G. "Human cutaneous reflexes while walking in an elastic force field applied to the ankle", *35th Annual Meeting of Society for Neuroscience, Washington, D.C*, 2005, Nov. 12-16, Abstract (864.12).
- [2] Andersen, J.B., Sinkjaer, T. "An actuator system for investigating electrophysiological and biomechanical features around the human ankle joint during gait", *IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering*, 1995, vol. 3, n° 4, p.299-306.
- [3] Andersen, J.B., Sinkjaer, T. "Mobile ankle and knee perturbator", *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 2003, vol. 50, n° 10, p.1208-1211.
- [4] Barbeau, H., McCrea, D.A., O'Donovan, M.J., Rossignol, S., Grill, W.M., Lemay, M.A. "Tapping into spinal circuits to restore motor function", *Brain Research Reviews*, 1999, vol. 30, n° 1, p.27-51.
- [5] Barnett, S.L., Bagley, A.M., Skinner, H.B. "Ankle weight effect on gait : Orthotic implications", *Basic Science*, 1993, vol. 16, n° 10, p.1127-1131.
- [6] Blaya, J.A., Herr, H., "Adaptive control of a variable-impedance ankle-foot orthosis to assist drop-foot gait", *IEEE Transactional on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 2004, vol. 12, n° 1, p.24-31.
- [7] Bobrow, J.E., McDonell, B. "Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 1998, vol. 14, n° 5, p.732-742.

- [8] Bouyer, L.J.G, Whelan, P.J., Pearson, K.G., Rossignol, S. "Adaptive locomotor plasticity in chronic spinal cats after ankle extensors neurectomy", *The Journal of Neuroscience*, 2001, vol. 21, n° 10, p.3535-3541.
- [9] Bouyer, L.J., DiZio, P., Lackner J.R." Adaptive modification of human locomotion by Coriolis force", *33rd Annual Meeting of Society for Neuroscience, Louisiana, NO*, 2003, Nov. 8-12, Abstracts 29 (494.13).
- [10] Bouyer, L.J.,Fortin, K. "Adaptation of human locomotion to an elastic force field applied to the ankle joint : an EMG and kinematic study", *Neurohike 2005, Jasper, Alberta*, Sept 23-25.
- [11] Bouyer, L., Tremblay, E, Fournier, S. "Changes in locomotor pattern after a 10-minute exposure to an elastic force field", *XVII Conference of International Society for Posture and Gait Research (ISPGR), Marseille, France*, 2005, May 29th-June 2nd., *Gait and Posture*, 21(suppl.1) : S65.
- [12] <http://www.ulaval.ca/cirris/accueil.html>
- [13] Colombo, G., Joerg, M., Schreier, R., Dietz, V. "Treadmill training of paraplegic patients using a robotic orthosis", *Journal of Rehabilitation Research and Development*, 2000, vol. 37, p.693-700.
- [14] Ferris, D.P., Gordon, K.E., Sawicki, G.S., Peethambaran, A. "An improved powered ankle-foot orthosis using proportional myoelectric control", *Gait and Posture*, 2006, vol. 11, n° 2, p.34-39.
- [15] Ferris, D.P., Sawicki, S.G., Domingo, A.R. "Powered lower limb orthoses for gait rehabilitation", *Topics in Spinal Cord Injury Rehabilitation*, 2005, vol. 11, n° 2, p.34-49.
- [16] Gerin-Lajoie, M., Richards, C.L., McFadyen, B.J. "The negotiation of stationary and moving obstructions during walking : anticipatory locomotor adaptations and preservation of personal space", *Motor Control*, 2005, vol. 9, p.242-269.
- [17] Gordon, K.E., Sawicki, G.S., Ferris, D.P. "Mechanical performance of artificial pneumatic muscles to power an ankle-foot orthosis", *Journal of Biomechanics*, 2006, vol. 39 n° 10, p.1832-41.
- [18] www.hocoma.com.
- [19] Jezernik, S., Colombo, G., Morari, M. "Automatic gait-pattern adaptation algorithms for rehabilitation with a 4-DOF robotic orthosis", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 2004, vol. 20, n° 3, p.574-582.

- [20] Kearney, R.E., Richard, B., Parameswaran, L. "Identification of intrinsic and reflex contributions to human ankle stiffness dynamics", *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 1997, vol. 44, n° 6, p.493-504.
- [21] Lilly, J.H. "Adaptive tracking for pneumatic muscle actuators in bicep and tricep configurations", *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 2003, vol. 11, n° 3, p.333-339.
- [22] www.matweb.com.
- [23] Mirbagheri, M.M., Tsao, C., Pelosin, E., Rymer, W.Z. "Therapeutic effects of robotic-assisted locomotor training on neuromuscular properties", *9th International Conference on Rehabilitation Robotics, Chicago, IL, USA*, 2005, June 28 - July 1. p.561-564.
- [24] Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H. "Fundamental of fluid mechanics, Third edition", *John Wiley and sons, Inc*, 1998. 977 pages.
- [25] Patla, A.E., Bronstein, A., Brandt, T.H. "Clinical aspects of balance and gait disorders. Chapitre 1 : Neurobiomechanical bases for the control of human locomotions", *Arnold, E.*, 1996. p.1-40.
- [26] Richer, E., Hurmuzlu, Y. "A high performance pneumatic force actuator system, Part 1- Nonlinear mathematical model", *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 2000, vol. 122, n° 3, p.416-425.
- [27] Richer, E., Hurmuzlu, Y. "A high performance pneumatic force actuator system, Part 2- Nonlinear controller design", *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 2000, vol. 122, n° 3, p.426-434.
- [28] Robinson, D.W., Pratt, J.E., Paluska, D.J., Pratt, G.A. "Series elastic actuator development for a biomimetic walking robot", *IEEE/ASME Int'l Conf. on Adv. Intelligent Mechatronics*, 1999, sept. 19-22, p.561-568.
- [29] Sinkjaer, T., Andersen, J.B., Larsen, B. "Soleus stretch reflex modulation during gait in humans", *Journal of Neurophysiology*, 1996, vol. 76, n° 2, p.1112-1120.
- [30] Stein, J., Hughes, R., Fasoli, S., Krebs, H.I., Hogan, N. "Clinical applications of robots in rehabilitation", *Critical Reviews in Physical and Rehabilitation Medicine*, 2005, vol. 17, n° 3, p.217-230.
- [31] Tremblay, E., Bouyer L.J. "Modifications of locomotor output during and after exposure to an elastic force applied to the leg", *33rd Annual Meeting of Society for Neuroscience, Louisiana, NO*, 2003, Nov. 8-12, Abstract 29 (494.15).

- [32] Winter, D.A. "The biomechanics and motor control of human gait", *University of Waterloo Press*, 1987, 124 pages.
- [33] Yang, J.F., Stein, R.B., James, K. "A method to apply muscle stretch during walking in humans", *Proc. Can. Soc. Biomec. Fifth Biennial Conference and Symposium*, 1988, pp.182-183.
- [34] Yang, J.F., Stein, R.B., James, K.B. "Contribution of peripheral afferents to the activation of the soleus muscle during walking in humans", *Experimental Brain Research*, 1991, vol. 87, p.679-267.

Annexe A

Caractéristiques des composantes mécaniques

Cette annexe présente les caractéristiques des composantes mécaniques utilisées.

A.1 Composantes mécaniques

Moteur électrique : MPM1142BTG7JN1N

Boîte de transmission :GTN-115-003

Mécanisme de débrayage :SK2/60/112/F/32/32/50/30-60

Vérin pneumatique :DSNU-20-XX-PPV-modifié

Conduite :PLN-8x1.25

Connecteur :QS-G1/8-8

MaxPlus® Series Rotary Motors



MaxPlus® Brushless Rotary Servo Motors

The MaxPlus family is redefining performance, flexibility and reliability, with the industry's broadest range of brushless servo motors – from 1 1/2" to 12" (40 mm to 320 mm). Each unit delivers more performance in a smaller package for less cost. What's more, the reliability of MaxPlus Series motors is becoming legendary in demanding applications. Our rugged construction and industry-leading performance features give you an unbeatable price/performance/cost of ownership combination.

MaxPlus is not just an "off the shelf" line of servo motors. It is a line that offers unparalleled flexibility to achieve precise application requirements. What's more, Compumotor is committed to working with our customers to custom design solutions that meet specific performance and cost criteria.

MaxPlus is the only motor line with such performance specs as more torque to volume, more torque to inertia and more torque per dollar. The full line of MaxPlus brushless servo motors outperforms competitive units in virtually every performance category.

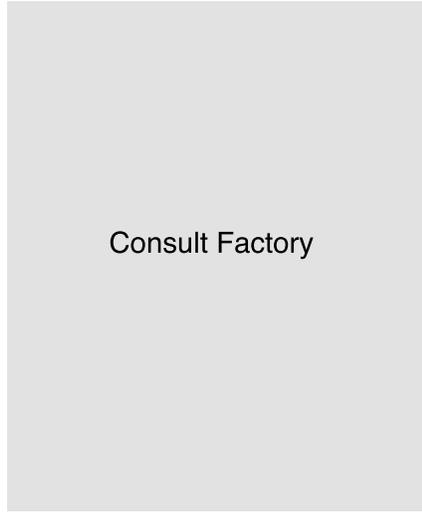
MaxPlus Rotary Motor Features

- High-performance neodymium magnet material
- Resolver and encoder feedback
- Custom windings available
- IP65 sealing for washdown environments standard
- MS connector termination or flying lead termination
- Thermal sensor with windings
- Optional internally mounted brake
- Optional additional feedback transducers
- Optional gear reducers



Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.

Model #	Size (Inches)	Horsepower (HP)	Max Operating Speed (RPM)	Speed at Rated Torque (RPM)	Peak Torque (IN-LBS [Nm])	Model #	Size (Inches)	Horsepower (HP)	Max Operating Speed (RPM)	Speed at Rated Torque (RPM)	Peak Torque (IN-LBS [Nm])
MPM401ASE	1.5"	0.027	6000	4800	1.5 / 0.17	MPM1421ASG	6"	4.4	2700	2400	390.0 / 44
MPM401BSE	1.5"	0.022	5200	3600	1.6 / 0.18	MPM1421BSG	6"	2.9	1750	1500	390.0 / 44
MPM401CSE	1.5"	0.016	4400	2500	1.7 / 0.19	MPM1421CSJ	6"	4.9	3400	2800	390.0 / 44
MPM402ASE	1.5"	0.065	6000	4800	3.5 / 0.39	MPM1421DSJ	6"	2.9	1750	1500	390.0 / 44
MPM402BSE	1.5"	0.059	5200	4100	3.5 / 0.39	MPM1422ASG	6"	6.8	2700	2400	630.0 / 71
MPM402CSE	1.5"	0.054	4400	3500	3.6 / 0.41	MPM1422BSG	6"	4.5	1750	1500	630.0 / 71
MPM403ASE	1.5"	0.093	6000	4800	3.7 / 0.41	MPM1422CSJ	6"	7.6	3400	2800	630.0 / 71
MPM403BSE	1.5"	0.085	5200	4100	4.7 / 0.53	MPM1422DSJ	6"	4.5	1750	1500	630.0 / 71
MPM403CSE	1.5"	0.078	4400	3500	4.9 / 0.55	MPM1423ASG	6"	9.1	2700	2400	840.0 / 95
MPM404ASE	1.5"	0.11	6000	4800	5.3 / 0.59	MPM1423BSG	6"	6.0	1750	1500	840.0 / 95
MPM404BSE	1.5"	0.10	5200	4100	5.4 / 0.61	MPM1423CSJ	6"	9.8	3400	2800	840.0 / 95
MPM404CSE	1.5"	0.093	4400	3500	5.6 / 0.63	MPM1423DSJ	6"	6.0	1750	1500	840.0 / 95
MPM661ASF	2"	0.15	6000	4000	9.7 / 1.1	MPM1424ASG	6"	10	2700	2100	1081.0 / 120
MPM661BSF	2"	0.091	3000	2500	9.5 / 1.1	MPM1424BSG	6"	7.6	1750	1500	1081.0 / 120
MPM662ASF	2"	0.22	5000	4000	15.1 / 1.7	MPM1424CSJ	6"	12	3400	2800	1081.0 / 120
MPM662BSF	2"	0.16	3000	2500	15.1 / 1.7	MPM1424DSJ	6"	7.6	1750	1500	1081.0 / 120
MPM663ASF	2"	0.36	5500	4500	22.5 / 2.5	MPM1901ASG	8"	13	3000	2400	1200.0 / 140
MPM663BSF	2"	0.19	3300	2000	22.5 / 2.5	MPM1901BSG	8"	6.5	1500	1200	1200.0 / 140
MPM664ASF	2"	0.48	6000	5000	30.0 / 3.4	MPM1901CSJ	8"	13	3000	2400	1200.0 / 140
MPM664BSF	2"	0.38	3600	3000	30.0 / 3.4	MPM1901DSJ	8"	6.5	1500	1200	1200.0 / 140
MPM721ASF	2.75"	0.41	6800	5500	17.0 / 1.9	MPM1902ASG	8"	21	3000	2400	1780.0 / 200
MPM721BSG	2.75"	0.41	6800	5500	17.0 / 1.9	MPM1902BSG	8"	10	1500	1200	1920.0 / 220
MPM721CSG	2.75"	0.24	4000	3000	17.0 / 1.9	MPM1902CSJ	8"	21	3000	2400	1920.0 / 220
MPM722ASF	2.75"	0.75	7000	5000	34.0 / 3.8	MPM1902DSJ	8"	10	1500	1200	1920.0 / 220
MPM722BSG	2.75"	0.75	7000	5000	34.0 / 3.8	MPM1903ASG	8"	29	3000	2400	1780.0 / 200
MPM722CSG	2.75"	0.48	4000	3000	34.0 / 3.8	MPM1903BSG	8"	14	1500	1200	2640.0 / 300
MPM723ASF	2.75"	0.91	6300	4500	45.0 / 5.1	MPM1903CSJ	8"	29	3000	2400	2640.0 / 300
MPM723BSG	2.75"	0.91	6300	4500	45.0 / 5.1	MPM1903DSJ	8"	14	1500	1200	2640.0 / 300
MPM723CSG	2.75"	0.63	4000	3000	45.0 / 5.1	MPM1904ASG	8"	36	3000	2400	1780.0 / 200
MPM724ASF	2.75"	1.3	6000	5000	56.0 / 6.3	MPM1904BSG	8"	18	1500	1200	3276.0 / 370
MPM724BSG	2.75"	1.3	6000	5000	56.0 / 6.3	MPM1904CSJ	8"	36	3000	2400	3276.0 / 370
MPM724CSG	2.75"	0.79	4000	3000	56.0 / 6.3	MPM1904DSJ	8"	18	1500	1200	3276.0 / 370
MPM891ASG	3"	0.83	5000	4000	58.8 / 6.6	MPM3201R**-A*					
MPM891BSG	3"	0.55	3000	2400	58.8 / 6.6	MPM3201R**-B*					
MPM892ASG	3"	1.6	5000	4000	109.9 / 12	MPM3201R**-C*					
MPM892BSG	3"	1.0	3000	2400	111.5 / 13	MPM3201R**-A*0					
MPM893ASG	3"	2.0	4100	3600	143.2 / 16	MPM3201R**-B*0					
MPM893BSG	3"	0.86	2000	1500	137.6 / 16	MPM3201R**-C*0					
MPM1141ASG	4"	2.1	4200	3000	189.0 / 21	MPM3202R**-B*					
MPM1141BSG	4"	1.2	2100	1500	189.0 / 21	MPM3202R**-C*					
MPM1141CSJ	4"	2.1	4200	3000	189.0 / 21	MPM3202R**-D*					
MPM1141DSJ	4"	1.2	2100	1500	189.0 / 21	MPM3202R**-B*0					
MPM1142ASG	4"	3.3	4200	3000	291.0 / 33	MPM3202R**-C*0					
MPM1142BSG	4"	1.8	2100	1500	291.0 / 33	MPM3202R**-D*0					
MPM1142CSJ	4"	3.3	4200	3000	291.0 / 33	MPM3203R**-B*					
MPM1142DSJ	4"	1.8	2100	1500	291.0 / 33	MPM3203R**-C*					
MPM1143ASG	4"	4.6	4200	3000	407.0 / 46	MPM3203R**-D*					
MPM1143BSG	4"	2.5	2100	1500	407.0 / 46	MPM3203R**-B*0					
MPM1143CSJ	4"	4.6	4200	3000	407.0 / 46	MPM3203R**-C*0					
MPM1143DSJ	4"	2.5	2100	1500	407.0 / 46	MPM3203R**-D*0					
						MPM3204R**-B*					
						MPM3204R**-C*					
						MPM3204R**-D*					
						MPM3204R**-B*0					
						MPM3204R**-C*0					
						MPM3204R**-D*0					

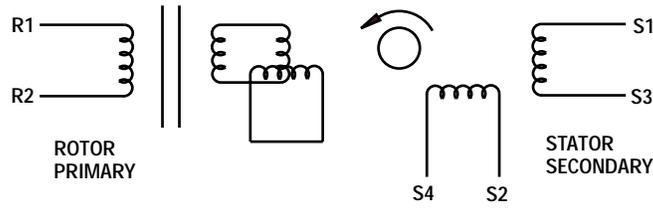


MPM	114	1	A	S	G	7	JN	1	N
MAX PLUS MOTOR	FRAME SIZE	STACK LENGTH	WINDING	AMP TYPE	VOLTAGE	MOUNTING	FEEDBACK	TERMINATION	BRAKE OPTION
MPM - STANDARD	40 (1.5")	1	A	S=SINUSOIDAL	LINE	6=ENGLISH	G=RESOLVER (STANDARD)	1=CONNECTOR (STANDARD)	R=24VSPRING
MPF - FOOD GRADE	66 (2")	2	B	T=TRAPEZOIDAL	E=54 VAC	7=METRIC	J=ENCODER (STANDARD)	2=CONNECTOR (INTERCON)	N=NONE
	72 (2 3/4")	3	C	X=SPECIAL *	F=110 VAC	8=ENG FOOT MOUNT*	M=1000L	3=PIPE THREAD (NPT)	X=SPECIAL *
	89 (3")	4	D		G=230 VAC	9=MET FOOT MOUNT*	N=2000L	4=FLYING LEADS (1.5")	
	114 (4")	5*	X=SPECIAL *		J=460 VAC	X=SPECIAL *	L=2500L	X=SPECIAL *	
	142 (6")	6*			X=SPECIAL *		P=3000L		
	190 (8")						Q=5000L		
							T=6000L		
							X=1024L		
							Y=2048L		
							Z=4096L		
							X=SPECIAL *		

*** OR "X=SPECIAL *" - Consult Factory
 The sample part number shown above will be superceding MPM1141T2M-AM
 **Please reference separate part numbering chart for the 12" motors.

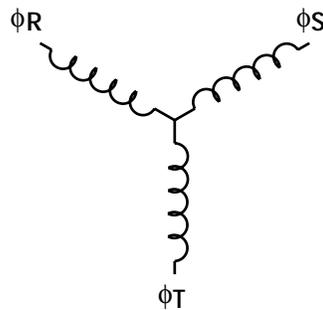
Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.

Resolver



SCHEMATIC DRAWING FOR
 BRUSHLESS RESOLVER

Motor Winding



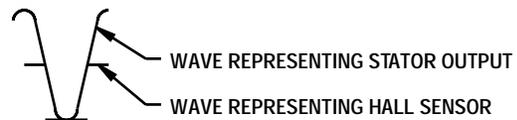
3 PHASE - 4 POLE 3 PHASE - 6 POLE
 1 1/2" - 2" MOTORS 2 3/4" - 3" - 4" - 8" MOTORS

Encoder

MOTOR & HALL POSITION CHART

HALL LEADS	BROWN	GRAY	WHITE
MOTOR LEADS	BLACK respect to RED	RED respect to BLUE	BLUE respect to BLACK
VIEW ON THE OSCILLOSCOPE			

*MOTOR ROTATION CCW (COUNTER CLOCKWISE)
 (LOOKING AT THE FACE OF THE MOTOR)



4" Frame Brushless Servo Motors



Motor Data (Sine)

Motor Parameters		Units	1141ASG****	1141BSG****
Horsepower	Hp Rated	Hp	2.1	1.2
Kilowatts	KW Rated	KW	1.60	.88
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	45.0[5.1]	50.0[5.6]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	54.0[6.1]	54.0[6.1]
Continuous Line Current		AMPS(RMS/φ)	6.2	3.1
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	189.0[21.3]	189.0[21.3]
Peak Current		AMPS(RMS/φ)	21.6	10.8
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	54,000	54,000
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP(RMS/φ)[Nm/AMP(RMSφ)]	8.8[.99]	17.5[1.98]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	55.0	110.0
D.C.Resistance (P-P)	±10%	OHMS	0.83	3.3
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	6.1	24.4
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0035[.00039]	.0035[.00039]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.0[0.11]	1.0[0.11]
Motor Weight		LBS[Kg]	19.4[8.8]	19.4[8.8]
Line Voltage		VAC	230	230

Motor Parameters		Units	1142ASG****	1142BSG****	1143ASG****	1143BSG****
Horsepower	Hp Rated	Hp	3.3	1.8	4.6	2.4
Kilowatts	KW Rated	KW	2.5	1.33	3.4	1.8
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	69.1[7.8]	75.0[8.4]	96.8[10.9]	104.0[11.7]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	83.0[9.3]	83.0[9.3]	116.2[13.1]	116.2[13.1]
Continuous Line Current		AMPS(RMS/φ)	9.5	4.7	13.2	6.6
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	290.5[32.7]	290.5[32.7]	406.7[45.7]	406.7[45.7]
Peak Current		AMPS(RMS/φ)	33.1	16.5	46.4	23.2
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	44,015	44,015	42,811	42,811
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP(RMS/φ)[Nm/AMP(RMSφ)]	8.8[.99]	17.5[1.98]	8.8[.99]	17.5[1.98]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	55.0	110.0	55.0	110.0
D.C.Resistance (P-P)	±10%	OHMS	.40	1.8	.27	1.1
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	2.8	12.6	2.0	8.1
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0066[.00074]	.0066[.00074]	.0095[.00107]	.0095[.00107]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.4[0.16]	1.4[0.16]	1.8[0.2]	1.8[0.2]
Motor Weight		LBS[Kg]	27.6[12.5]	27.6[12.5]	37.0[16.8]	37.0[16.8]
Line Voltage		VAC	230	230	230	230

Brake Info

Min. Holding Torque: 240 IN-LBS
 Input Voltage: 24VDC
 Current : .88 AMPS
 Inertia: .000412 IN-LB-SEC²
 Weight Adder: 6 LBS

*25° C Ambient with a maximum case temperature of 100° C on motor. Motor mounted on a 12" x 12" x 1/2" aluminum heatsink. Thermostat in stator windings will open if winding temperature exceeds 155° C. This allows +10% headroom in the continuous torque rating before thermostat opens.

Mechanical Notes:

1. Axial Load: 50 LBS. Max.
2. Radial Load: 100 LBS. Max. @ 1" from face
3. Motor Sealed to IP65

Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.

Motor Data (Trap)

Motor Parameters		Units	1141ATG****	1141BTG****
Horsepower	Hp Rated	Hp	2.1	1.2
Kilowatts	KW Rated	KW	1.6	.88
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	45.0[5.1]	50.0[5.6]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	54.0[6.1]	54.0[6.1]
Continuous Line Current		AMPS	8.7	4.4
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	189.0[21.3]	189.0[21.3]
Peak Current		AMPS	30.5	15.3
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	54,000	54,000
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP[Nm/AMP]	6.2[0.71]	12.4[1.40]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	55.0	110.0
D.C. Resistance (P-P)	±10%	OHMS	.82	3.3
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	6.1	24.4
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0035[.00039]	.0035[.00039]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.0[0.11]	1.0[0.11]
Motor Weight		LBS[Kg]	19.4[8.8]	19.4[8.8]
Line Voltage		VAC	230	230

Motor Parameters		Units	1142ATG****	1142BTG****	1143ATG****	1143BTG****
Horsepower	Hp Rated	Hp	3.3	1.8	4.6	2.4
Kilowatts	KW Rated	KW	2.5	1.3	3.4	1.8
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	69.1[7.8]	75.0[8.4]	96.8[10.9]	104.0[11.7]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	83.0[9.3]	83.0[9.3]	116.2[13.1]	116.2[13.1]
Continuous Line Current		AMPS	13.4	6.7	18.7	9.4
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	290.5[32.7]	290.5[32.7]	406.7[45.7]	406.7[45.7]
Peak Current		AMPS	46.8	23.4	65.6	32.8
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	44,015	44,015	42,811	42,811
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP[Nm/AMP]	6.2[0.71]	12.4[1.40]	6.2[0.71]	12.4[1.40]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	55.0	110.0	55.0	110.0
D.C. Resistance (P-P)	±10%	OHMS	.40	1.8	.27	1.1
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	2.8	12.6	2.0	8.1
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0066[.00074]	.0066[.00074]	.0095[.00107]	.0095[.00107]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.4[0.16]	1.4[0.16]	1.8[0.2]	1.8[0.2]
Motor Weight		LBS[Kg]	27.6[12.5]	27.6[12.5]	37.0[16.8]	37.0[16.8]
Line Voltage		VAC	230	230	230	230

Brake Info:

Min. Holding Torque: 240IN-LBS
 Input Voltage: 24VDC
 Current: .88 AMPS
 Inertia: .000412IN-LB-SEC²
 Weight Adder: 6 LBS

*25° C Ambient with a maximum case temperature of 100° C on motor. Motor mounted on a 12" x 12" x 1/2" aluminum heatsink. Thermostat in stator windings will open if winding temperature exceeds 155° C. This allows +10% headroom in the continuous torque rating before thermostat opens.

- Mechanical Notes:
1. Axial Load: 50 LBS. Max.
 2. Radial Load: 100 LBS. Max. @ 1" from face
 3. Motor Sealed to IP65

Motor Data (Sine)

Motor Parameters		Units	1141CSJ****	1141DSJ****
Horsepower	Hp Rated	Hp	2.1	1.2
Kilowatts	KW Rated	KW	1.6	.88
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	45.0[5.1]	50.0[5.6]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	54.0[6.1]	54.0[6.1]
Continuous Line Current		AMPS(RMS/φ)	3.1	1.6
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	189.0[21.3]	189.0[21.3]
Peak Current		AMPS(RMS/φ)	10.8	5.4
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	54,000	54,000
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP(RMS/φ)[Nm/AMP(RMS/φ)]	17.5[1.98]	34.9[3.94]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	110.0	220.0
D.C. Resistance (P-P)	±10%	OHMS	3.2	13.3
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	24.0	99.0
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0035[.00039]	.0035[.00039]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.0[0.11]	1.0[0.11]
Motor Weight		LBS[Kg]	19.4[8.8]	19.4[8.8]
Line Voltage		VAC	460	460

Motor Parameters		Units	1142CSJ****	1142DSJ****	1143CSJ****	1143DSJ****
Horsepower	Hp Rated	Hp	3.3	1.8	4.6	2.4
Kilowatts	KW Rated	KW	2.5	1.3	3.4	1.8
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	69.1[7.8]	75.0[8.4]	96.8[10.9]	104.0[11.7]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	83.0[9.3]	83.0[9.3]	116.2[13.1]	116.2[13.1]
Continuous Line Current		AMPS(RMS/φ)	4.7	2.3	6.6	3.3
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	290.5[32.7]	290.5[32.7]	406.7[45.7]	406.7[45.7]
Peak Current		AMPS(RMS/φ)	16.5	8.3	23.2	11.6
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	44,015	44,015	42,811	42,811
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP(RMS/φ)[Nm/AMP(RMS/φ)]	17.5[1.98]	34.9[3.94]	17.5[1.98]	34.9[3.94]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	110.0	220.0	110.0	220.0
D.C. Resistance (P-P)	±10%	OHMS	1.8	6.3	1.0	3.9
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	12.1	47.4	7.8	29.6
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0066[.00074]	.0066[.00074]	.0095[.00107]	.0095[.00107]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.4[0.16]	1.4[0.16]	1.8[0.2]	1.8[0.2]
Motor Weight		LBS[Kg]	27.6[12.5]	27.6[12.5]	37.0[16.8]	37.0[16.8]
Line Voltage		VAC	460	460	460	460

Brake Info:

Min. Holding Torque: 240 IN-LBS
 Input Voltage: 24VDC
 Current : .88 AMPS
 Inertia : .000412 IN-LB-SEC²
 Weight Adder: 6 LBS

*25° C Ambient with a maximum case temperature of 100° C on motor. Motor mounted on a 12" x 12" x 1/2" aluminum heatsink. Thermostat in stator windings will open if winding temperature exceeds 155° C. This allows +10% headroom in the continuous torque rating before thermostat opens.

Mechanical Notes:

1. Axial Load: 50 LBS. Max.
2. Radial Load: 100 LBS. Max. @ 1" from face
3. Motor Sealed to IP65

Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.

Motor Data (Trap)

Motor Parameters		Units	1141CTJ****	1141DTJ****
Horsepower	Hp Rated	Hp	2.1	1.2
Kilowatts	KW Rated	KW	1.6	.88
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	45.0[5.1]	50.0[5.6]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	54.0[6.1]	54.0[6.1]
Continuous Line Current		AMPS	4.4	2.2
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	189.0[21.3]	189.0[21.3]
Peak Current		AMPS	15.3	7.6
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	54,000	54,000
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP[Nm/AMP]	12.4[1.40]	24.7[2.79]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	1100	220.0
D.C.Resistance (P-P)	±10%	OHMS	3.2	13.3
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	24.0	99.0
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0035[.00039]	.0035[.00039]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.0[0.11]	1.0[0.11]
Motor Weight		LBS[Kg]	19.4[8.8]	19.4[8.8]
Line Voltage		VAC	460	460

Motor Parameters		Units	1142CTJ****	1142DTJ****	1143CTJ****	1143DTJ****
Horsepower	Hp Rated	Hp	3.3	1.8	4.6	2.4
Kilowatts	KW Rated	KW	2.5	1.3	3.4	1.8
Max. Operating Speed	N Max	RPM	4200	2100	4200	2100
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	3000	1500	3000	1500
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	69.1[7.8]	75.0[8.4]	96.8[10.9]	104.0[11.7]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	83.0[9.3]	83.0[9.3]	116.2[13.1]	116.2[13.1]
Continuous Line Current		AMPS	6.7	3.3	9.4	4.7
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	290.5[32.7]	290.5[32.7]	406.7[45.7]	406.7[45.7]
Peak Current		AMPS	23.4	11.7	32.8	16.4
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	44,015	44,015	42,811	42,811
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP[Nm/AMP]	12.4[1.40]	24.7[2.79]	12.4[1.40]	24.7[2.79]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	1100	2200	1100	2200
D.C.Resistance (P-P)	±10%	OHMS	1.8	6.3	1.0	3.9
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	12.1	47.4	7.8	29.6
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.0066[.00074]	.0066[.00074]	.0095[.00107]	.0095[.00107]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	1.40[.16]	1.4[0.16]	1.8[0.2]	1.8[0.2]
Motor Weight		LBS[Kg]	27.6[12.5]	27.6[12.5]	37.0[16.8]	37.0[16.8]
Line Voltage		VAC	460	460	460	460

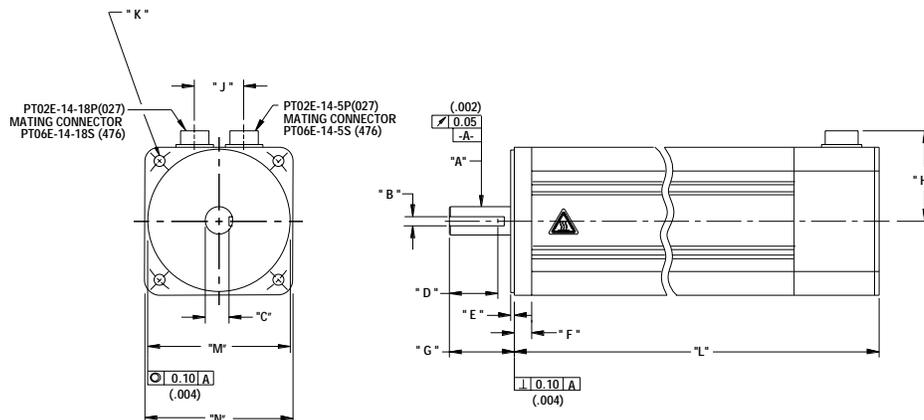
Brake Info:

Min. Holding Torque: 240IN-LBS
 Input Voltage: 24VDC
 Current : .88AMPS
 Inertia: .000412IN-LB-SEC²
 Weight Adder: 6 LBS

*25° C Ambient with a maximum case temperature of 100° C on motor. Motor mounted on a 12" x 12" x 1/2" aluminum heatsink. Thermostat in stator windings will open if winding temperature exceeds 155° C. This allows +10% headroom in the continuous torque rating before thermostat opens.

Mechanical Notes:

1. Axial Load: 50 LBS. Max.
2. Radial Load: 100 LBS. Max. @ 1" from face
3. Motor Sealed to IP65



4" (114) English and Metric Connectorized Termination-Option 1 Motors

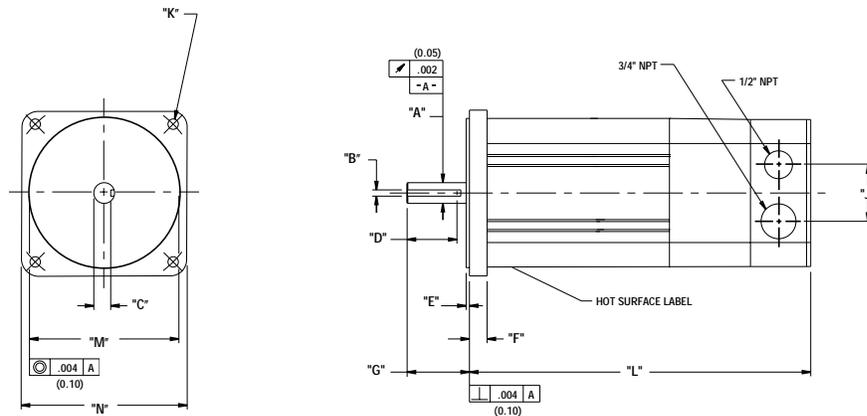
Model	" A "	" B "	" C "	" D "	" E "	" F "	" G "
MPM1141***6***	ø .6245(15.862) .6241(15.852)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.509(12.93)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1141***7***	ø 18.999(.7480) 18.987(.7475)	5.99(.236) 5.97(.235)	15.49(.610)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)
MPM1142***6***	ø .8750(22.225) .8745(22.212)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.774(19.65)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1142***7***	ø 24.000(.9449) 23.988(.9444)	7.998(.3149) 7.963(.3135)	19.90(.784)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)
MPM1143***6***	ø .8750(22.225) .8745(22.212)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.774(19.65)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1143***7***	ø 24.000(.9449) 23.988(.9444)	7.998(.3149) 7.963(.3135)	19.90(.784)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)

Model	" H "	" J "	" K "	" L "	" L " w/ Brake	" M "	" N "
MPM1141***6***	2.8(71)Max	1.5(38.0)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø5.875(149.23)B.C.	8.61(218.7)Max	10.61(269.5)	ø 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1141***7***	71(2.8)Max	38.0(1.5)	Ø9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø130.00(5.118)B.C.	218.2(8.59)Max	269.0(10.59)	ø 110.01(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)
MPM1142***6***	2.8(71)Max	1.5(38.0)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø5.875(149.23)B.C.	11.11(282.2)Max	13.11(333.0)	ø 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1142***7***	71(2.8)Max	38.0(1.5)	Ø9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø130.00(5.118)B.C.	281.7(11.09)Max	332.5(13.09)	ø 110.01(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)
MPM1143***6***	2.8(71)Max	1.5(38.0)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø5.875(149.23)B.C.	13.61(345.7)Max	15.61(396.5)	ø 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1143***7***	71(2.8)Max	38.0(1.5)	Ø9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON Ø130.00(5.118)B.C.	345.2(13.59)Max	396.0(15.59)	ø 110.01(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)

English = 6 Units: in (mm)
 Metric = 7 Units: mm (in)

For Mechanical Dimensions on Termination Option 2 Consult Factory.

Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.



4" (114) English and Metric NPT Termination-Option 3 Motors

Model	" A"	" B"	" C"	" D"	" E"	" F"	" G"
MPM1141***6***	∅ .6245(15.862) ∅ .6241(15.852)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.509(12.93)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1141***7***	∅ 18.999(.7480) ∅ 18.987(.7475)	5.99(.236) 5.97(.235)	15.49(.610)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)
MPM1142***6***	∅ .8750(22.225) ∅ .8745(22.212)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.774(19.65)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1142***7***	∅ 24.000(.9449) ∅ 23.988(.9444)	7.998(.3149) 7.963(.3135)	19.90(.784)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)
MPM1143***6***	∅ .8750(22.225) ∅ .8745(22.212)	.1890(4.801) .1875(4.763)	.774(19.65)	1.5(38.1)Min	.10(2.5)	.53(13.5)	1.90(48.2) 1.86(47.1)
MPM1143***7***	∅ 24.000(.9449) ∅ 23.988(.9444)	7.998(.3149) 7.963(.3135)	19.90(.784)	37.0(1.46)Min	3.0(.12)	13.0(.51)	50.5(1.99) 49.5(1.95)

Model	" J"	" K"	" L"	" L" w/ Brake	" M"	" N"
MPM1141***6***	1.71(43.4)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅5.875(149.23) B.C.	10.30(261.6)Max	12.30(312.42)	∅ 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1141***7***	43.4(1.71)	∅9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅130.00(5.118) B.C.	261.0(10.28)Max	311.9(12.28)	∅ 110.00(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)
MPM1142***6***	1.71(43.4)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅5.875(149.23) B.C.	12.80(325.1)Max	14.80(375.92)	∅ 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1142***7***	43.4(1.71)	∅9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅130.00(5.118) B.C.	324.5(12.78)Max	375.4(14.78)	∅ 110.00(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)
MPM1143***6***	1.71(43.4)	3/8-16UNC-2B THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅5.875(149.23) B.C.	15.30(388.6)Max	17.30(439.42)	∅ 4.500(114.30) 4.499(114.27)	□ 5.00(127.0)
MPM1143***7***	43.4(1.71)	∅9.18(.362)THRU (4)EQ SPD AS SHOWN ON ∅130.00(5.118) B.C.	388.0(15.28)Max	438.9(17.28)	∅ 110.00(4.331) 109.98(4.330)	□ 114.3(4.50)

English = 6 Units: in (mm)
 Metric = 7 Units: mm (in)

For Mechanical Dimensions on Termination Option 2 Consult Factory.

4" Motor with Resolver Feedback

Option 1

Motor Connector 270-00026 (PT02E-14-5P(027))

Pin	Function
A	ϕ R
B	ϕ S
C	ϕ T
D	PE GND
E	-

Resolver Connector 270-00024 (PT02E-14-18P(027))

Pin	Function
U	THERM
N	THERM
H	SIN
G	COS GND
S	COS
F	SIN GND
R	REF GND
E	REF
D	RES SHLD
P	GND
A	-
B	-
C	-
J	-
K	-
L	-
M	-
T	-

*** Option 1 with brake**

Motor Brake Connector 270-00032 (PT02E-16-8P(027))

Pin	Function
A	ϕ R
B	ϕ S
C	ϕ T
D	PE GND
E	BRK SHLD
F	BRK (+)
G	BRK (-)
H	-

Option 2

Motor Brake Connector 270-00256 (BEGA0589NN000009000)

Pin	Function
1	ϕ R (U1)
2	PE GND
3	ϕ T (W1)
4	ϕ S (V1)
*A	BRK (+)
*B	BRK (-)
C	THERM
D	THERM

*** USE ONLY WITH BRAKE OPTION**

Resolver Connector 270-00257 (AEGA052NN0000013000)

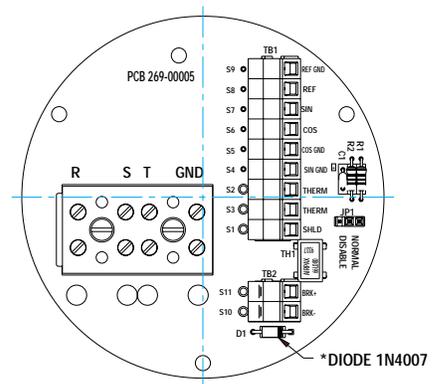
Pin	Function
1	-
2	REF (R1)
3	REF GND (R2)
4	COS GND (S1)
5	COS (S3)
6	SIN (S2)
7	SIN GND (S4)
8	-
9	-
10	-
11	-
12	-

Option 3

Connection Chart (NPT) Resolver

Terminal	Function
R	ϕ R
S	ϕ S
T	ϕ T
GND	PE GND
*S11	BRK (+)
*S10	BRK (-)
S9	REF GND
S8	REF
S7	SIN
S6	COS
S5	COS GND
S4	SIN GND
S3	THERM
S2	THERM
S1	RES SHLD

*** USE ONLY WITH BRAKE OPTION**



Custom Designed Servo Motors For Your Specific Application. Call 1-800-358-9070 Today.

4" Motor with Encoder Feedback

Option 1

Motor Connector 270-00026 (PT02E-14-5P(027))

Pin	Function
A	ϕ R
B	ϕ S
C	ϕ T
D	PE GND
E	-

Encoder Connector 270-00024 (PT02E-14-18P(027))

Pin	Function
T	GND
K	+5VDC
B	CH A
C	CH A\
N	CH B
P	CH B\
M	CH Z
U	CH Z\
E	CH U
R	CH U\
F	CH V
S	CH V\
G	CH W
H	CH W\
D	GND/CABLE
A	THERM
L	THERM
J	GND

Option 2

Motor Brake Connector 270-00256 (BEGA089NN00000013000)

Pin	Function
1	ϕ R (U1)
2	PE GND
3	ϕ T (W1)
4	ϕ S (V1)
*A	BRK (+) 
*B	BRK (-) 
C	THERM
D	THERM

*USE ONLY WITH BRAKE OPTION

Encoder Connector 270-00257 (AEGA052NN00000013000)

Pin	Function
1	GND (OV)
2	CH A\ (A)
3	CH A (A\)
4	CH B (B)
5	CH B\ (B\)
6	CH Z (Z)
7	CH Z\ (Z\)
8	+5V (+5V)
9	-
10	CH U (RLGU)
11	CH V (RLGV)
12	CH W (RLGW)

Option 1 with brake

Motor Brake Connector 270-00032 (PT02E-16-8P(027))

Pin	Function
A	ϕ R
B	ϕ S
C	ϕ T
D	PE GND
E	BRK SHLD
F	BRK (+) 
G	BRK (-) 
H	-

Option 3-Consult Factory

Daedal

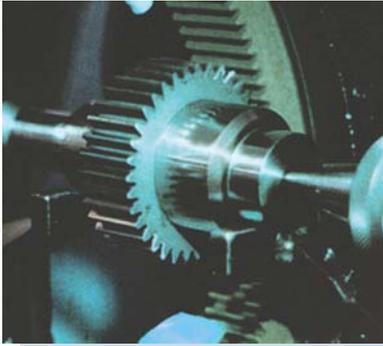
Precision Gearheads

Catalog 8085/USA



Quality, Performance, Reliability

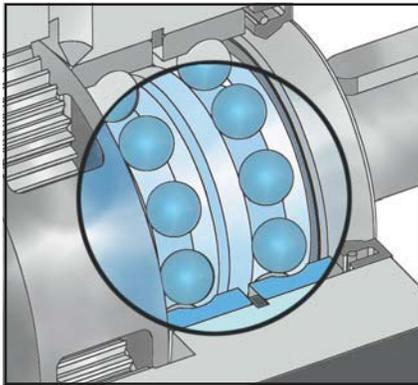
Parker Precision Gearheads are planetary gear reducers designed to excel in today's demanding servo motor applications. They offer a vast array of selectable options to satisfy nearly every application possibility. These include in-line or right-angle styles; precision or economy performance grades; and a large selection of motor mounts, frame sizes, gear ratios, and shaft sizes. A superior robust design and intrinsic quality ensure dependable performance and long term reliability for high throughput requirements and precision applications.



Precision Honed Gearing

The planet gears found in Parker Precision Gearheads are fine-hobbed, case hardened, and precision honed to provide exceptional performance with significantly reduced noise generation. They offer *balanced axial force* operation (not found in helical gear systems) and can run at higher speeds (10,000rpm) with extremely long life needed for servomotor performance requirements.

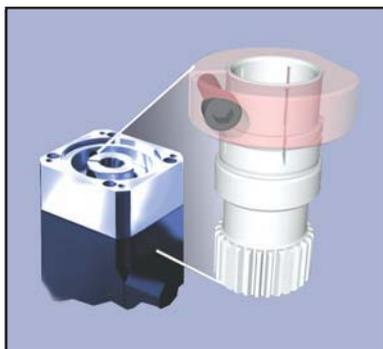
- Honed to AGMA class 12
- Quiet running
- Higher Load capacity
- Increased gear efficiency - higher input speeds
- Consistent backlash (will not degrade over time)
- No lubricant contamination from wear-in particles
- Long maintenance-free life (rated over 20,000 hours)



Superior Bearing Design

All rotating components are fully supported by robust rolling element bearings to assure a long lifetime of reliable performance. The planet gears ride on needle roller bearings with increasing number of needles for higher load capacities. The output shaft is supported by "zero clearance" matched angular contact bearings. Radial ball bearings, selected for high input speeds, support the sun gear, protect the servo motor bearing and enable simplified assembly.

- High radial (12,000N) and axial (28,000N) load capacity
- Pre-loaded angular contact bearings on the output shaft
- Heavy duty needle bearings support planet gear
- Sun gear ball bearings protect servo motor bearings and permit high input speeds (up to 10,000rpm)



Patented "Fast - Lock" Pinion Shaft Clamping

Parker Precision Gearheads offer a patented (US6413006131) motor shaft-to-pinion shaft clamping design which features multiple axial compression slots to provide an absolute 100% shaft lock. The pinion shaft is fully supported by ball bearings so that no pinion load is exerted on the motor bearings. Shaft selections are offered for a large variety of motor shaft sizes for fast and easy motor installation.

- Simplified mounting - only one clamp fastener
- Even compression distribution
- Increased transmittable torque
- Increased clamping safety
- Fully supported fixed pinion shaft



Simplified Motor Mounting

Parker Precision Gearheads are offered with a wide selection of motor mounts for any commercially available servo or stepper motor. The motor mount selection determines the flange and shaft adaptor that is integrated into the gearhead design prior to shipping. For easy motor installation, there is no pinion shaft to remove, and with only four mounting screws, complete error-free installation can be accomplished within 60 seconds!

- **Wide selection of servo and stepper motor mounts**
- **Convenient 60 second motor installation**
- **No need to remove pinion shaft, which protects internal components from contamination**
- **Different motor mounts can easily be interchanged in the field**



Application Tools and Support

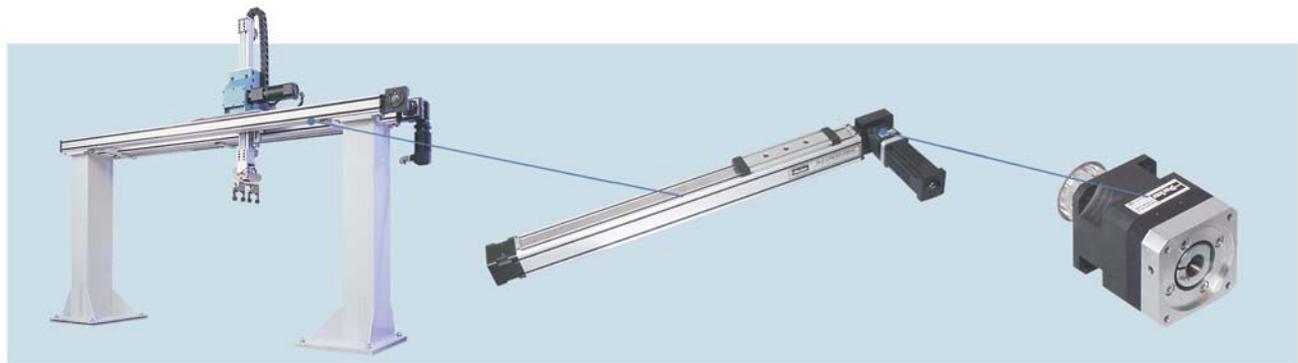
Parker Precision Gearheads make it easy for you to find, size, select, and install, the best fit solution for your gear reduction requirement.

- **Download 2D & 3D drawing files (dxf; dwg; igs; stp)**
- **Ten In-Line and Right Angle frame sizes, Precision grade or Economy grade, and 14 gear ratios to choose from**
- **Interchangeable motor mounts for all industry servo and stepper motors**
- **Can operate at any orientation and in harsh environments**
- **2 Year Warranty**
- **Unmatched global support network: Local 'Automation Technology Centers'; Regional Field Engineers; Factory Applications Engineers.**

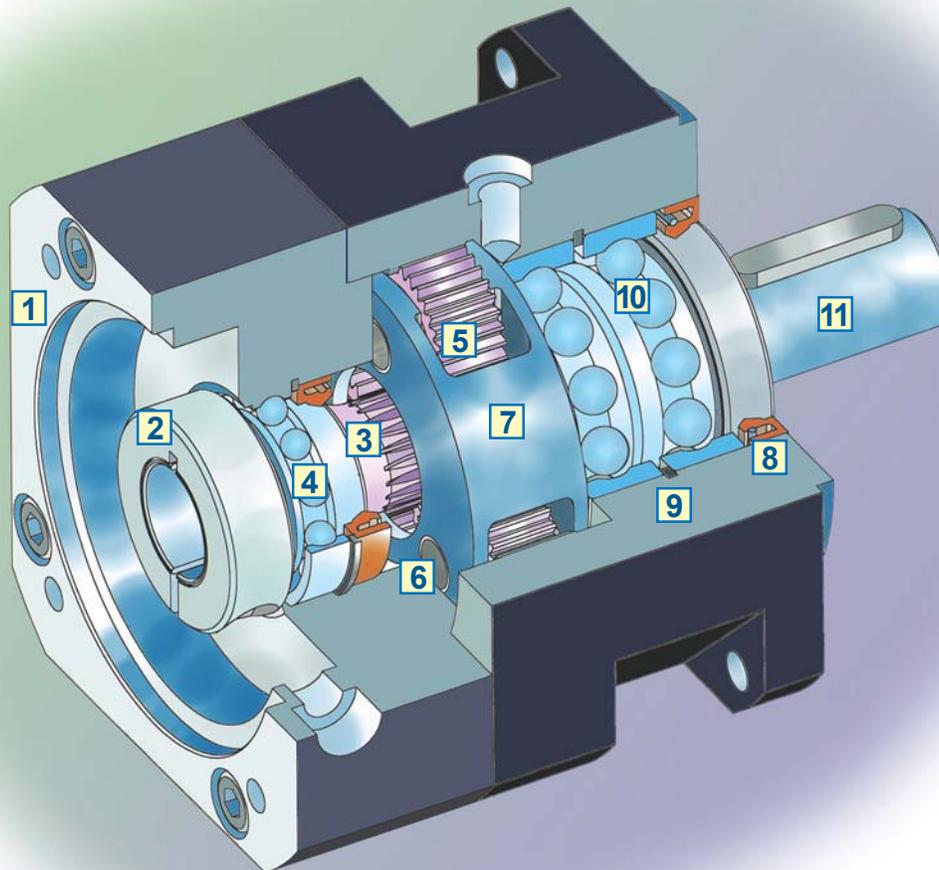
Parker Systems Compatibility

Parker Precision Gearheads are a part of the largest selection of linear and rotary motion products available in the industry. They are easily sized and selected to provide the desired performance link between Parker linear actuators and various servo motors for multi-axis gantry robots or other high throughput electromechanical systems. All Parker products are designed for performance and mounting compatibility, eliminating the challenges and concerns often associated with the integration of electromechanical systems and subsystems.

- **Large product selection**
- **Performance and mounting compatibility**
- **Selectable levels of integration**
- **Pre-engineered multi-axis systems**



Design Features:



1 Motor Mount

Selectable motor mounts are offered for all commercially available servo & stepper motors and can be easily interchanged in the field.

2 “Fast Lock” Shaft Clamp

A unique motor shaft clamp design offers evenly distributed radial compression, to assure a solid lock for higher loading capacities.

3 Captured Pinion Shaft

There is no need to remove the pinion during motor installation, allowing a clean “60 second” installation with no internal contamination of lubrication.

4 Pinion Shaft Radial Ball Bearings

100% pinion support means no pinion loading is transferred to the motor bearings.

5 Planet Gears

Case hardened and precision honed to AGMA class 12, these planet gears match the load capacity of helical gear assemblies without producing unbalanced axial forces. Lubricated for life with high grade synthetic grease, Parker Precision Gearheads offer low backlash and quiet operation.

6 Needle Bearings

Planet gear needle bearings provide greater load capacity and longer life.

7 Planet Gear Housing

Dual support housing provides gear support on both ends (not cantilevered) for longer life, and maintaining position under load.

8 Seals

IP65 rated seals offer leak-proof and contamination free operation - even in harsh environments.

9 Housing with Ring Gear

Integrated “unibody” design with ring gear cut in the housing to maximize gear performance within the frame size envelope. The ductile iron housing provides improved heat dissipation and better noise suppression.

10 Angular Contact Bearings

Pre-loaded dual angular contact bearings evenly distribute loads for higher radial and axial load capacity.

11 Output Shaft

A case hardened (no marring) shaft with high torsional stiffness is standard. A large selection of shaft sizes and key options are available.



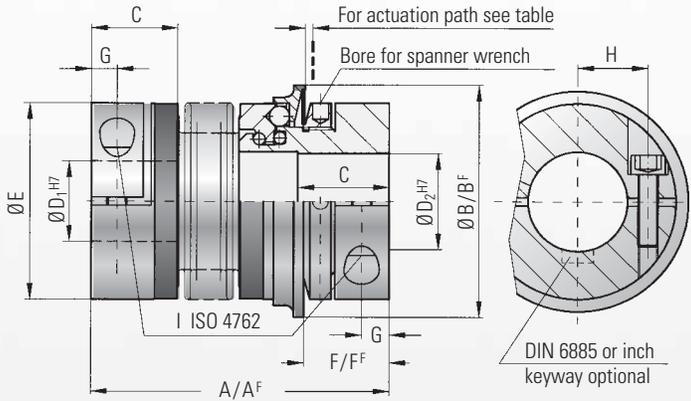
single-position
multi-position
load holding
full disengagement



MODEL SK2

BACKLASH FREE TORQUE LIMITER

with clamping hub



Optional sealed version for wash down and food service application. See page 16.

Material:

Bellows made of highly elastic stainless steel
Torque limiter: High strength hardened steel
Hub material: up to series 80 aluminium from series up 150 steel

Design:

With a single radial clamping screw per hub

Temperature range:

-30° C to +120° C

Backlash:

Absolutely backlash free as a result of the frictional clamp connection and the patented R+W principle

Service life:

These coupling are maintenance free and have extreme service life as long as the performance limits are not exceeded.

Fit tolerance:

Tolerance between hub and shaft 0.01-0.05 mm

Ordering specifications:

see page 11

Model SK 2		Series													
		1.5	2	4.5	10	15	30	60	80	150	200	300	500	800	1500
Adjustment range available from - to (approx. values) (Nm)	T_{KN}	0.1-0.6 0.4-1 0.8-1.5	0.2-1.5 or 0.5-2	1-3 or 3-6	2-6 or 4-12	5-10 or 8-20	10-25 or 20-40	10-30 or 25-80	20-70 or 30-90	20-70 45-150 80-180	30-90 60-160 120-240	100-200 150-240 200-320	80-200 200-350 300-500	400-650 500-800 650-850	650-800 700-1200 1000-1800
Adjustment range available from - to (approx. values) (full disengagement) (Nm)	T_{KN}	0.3-0.8 or 0.6-1.3	0.5-2	2.5-4.5	2-5 or 5-10	7-15	8-20 or 16-30	20-40 or 30-60	20-60 or 40-80	20-60 40-80 80-150	80-140 or 130-200	120-180 or 160-300	60-150 100-300 250-500	200-400 or 450-800	1000-1250 or 1250-1500
Overall length (mm)	A	42	46 51	57 65	65 74	75 82	87 95	102 112	115 127	116 128	128 140	139 153	163 177	190	223
Overall length, (full disengagement) (mm)	A ^F	42	46 51	57 65	65 74	75 82	87 95	102 112	117 129	118 130	131 143	142 156	167 181	201	232
Actuation ring Ø (mm)	B	23	29	35	45	55	65	73	92	92	99	120	135	152	174
Actuation ring Ø (full disengagement) (mm)	B ^F	24	32	42	51.5	62	70	83	98	98	117	132	155	177	187
Fit length (mm)	C	11	13	16	16	22	27	31	35	35	40	42	51	48	67
Inner diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D ₁ /D ₂	3-8	4-12	5-14	6-20	10-26	12-30	15-32	19-42	19-42	24-45	30-60	35-60	40-75	50-80
Outer diameter of coupling (mm)	E	19	25	32	40	49	55	66	81	81	90	110	123	134	157
Distance (mm)	F	12	13	15	17	19	24	30	31	31	35	35	45	50	63
Distance (full disengagement) (mm)	F ^F	11.5	12	14	16	19	22	29	31	30	33	35	43	54	61
Distance (mm)	G	3.5	4	5	5	6.5	7.5	9.5	11	11	12.5	13	17	18	22.5
Distance between centers (mm)	H	6	8	10	15	17	19	23	27	27	31	39	41	2x48	2x55
ISO 4762 screws	I	M2.5	M3	M4	M4	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M16	2xM16	2xM20
Tightening torque (Nm)	I	1	2	4	4.5	8	15	40	50	70	120	130	200	250	470
Approx. weight (kg)		0.035	0.07	0.2	0.3	0.4	0.6	1.0	2.0	2.4	4.0	5.9	9.6	14	21
Moment of inertia (10 ⁻³ kgm ²)	J _{RES}	0.01	0.01 0.01	0.02 0.02	0.06 0.07	0.10 0.15	0.27 0.32	0.75 0.80	1.80 1.90	2.50 2.80	5.10 5.30	11.5 11.8	22.8 23.0	42.0	83.0
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	C _T	0.7	1.2 1.3	7 5	9 8	20 15	39 28	76 55	129 85	175 110	191 140	420 350	510 500	780	1304
Lateral misalignment max. (mm)		0.15	0.15 0.20	0.20 0.25	0.20 0.30	0.15 0.20	0.20 0.25	0.20 0.25	0.20 0.25	0.20 0.25	0.25 0.30	0.25 0.30	0.30 0.35	0.35	0.35
Angular misalignment max. (degrees)		1	1 1.5	1.5 2	1.5 2	1 1.5	1 1.5	1 1.5	1 1.5	1 1.5	1.5 2	1.5 2	2 2.5	2.5	2.5
Lateral spring stiffness (N/mm)		70	40 30	290 45	280 145	475 137	900 270	1200 420	920 255	1550 435	2040 610	3750 1050	2500 840	2000	3600
Actuation path (mm)		0.7	0.8	0.8	1.2	1.5	1.5	1.7	1.9	1.9	2.2	2.2	2.2	2.2	3

A^F, B^F, F^F = Full disengagement version

(smaller sizes on request)

Installation and operating instructions for R+W Torque Limiting couplings: Series SK



Please carefully and completely read the following installation, operation and maintenance procedures for the R+W torque limiting couplings. Failure to comply with these procedures may result in poor performance and/or the failure of the coupling.

Installation of the couplings should be performed by a qualified technician.

General functioning



Function:

R+W torque limiting couplings are ball detent style overload couplings. They protect drive and driven mechanical components from damage associated with torque overloads. Backlash free torque transmission is accomplished by a series of steel balls (4) nested in hardened detents (5). See figure 1. Disc springs push against an actuation ring (3) keeping the balls nested. The disengagement torque is adjustable by means of an adjustment ring (1). In the event of an overload, the actuation ring moves axially allowing the balls to come off the detents separating the drive and driven elements. The movement of the actuation ring can be sensed by means of a mechanical switch or proximity sensor triggering the drive to shut down.

Single-position / Multi-position

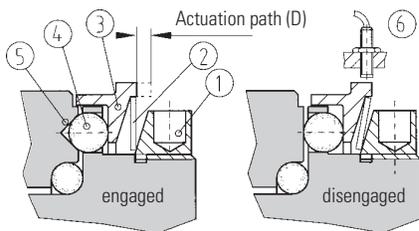


Figure 1

In a torque overload, for the single-position design (standard) and multi-position design, the spring disengages to allow the balls to come out of their detents separating the drive and driven elements. Very low residual spring pressure remains so that the coupling will re-engage once the torque is reduced below the overload setting. See diagram 1 too.



CAUTION: Re-engagement may only be effected at low speed.

Re-engagement of the Full-disengage design

The R+W full-disengage torque limiting coupling can be re-engaged in six different positions or every 60 degrees with low "press-in" force (E). See Table 2. Marks on the actuation ring and body (13) of the coupling must line up and indicate the re-engagement points.



CAUTION: Re-engagement should only be performed when the coupling is still and not rotating!

Full-disengage

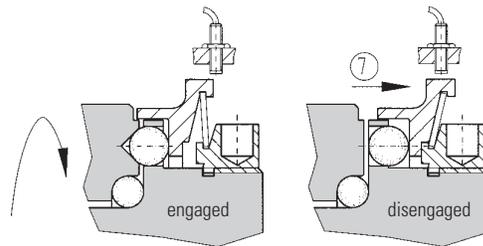


Figure 2

With this design, when a torque overload is detected, the disc spring completely flips over and places no residual spring pressure on the actuation ring. The drive and driven elements are completely separated.



Note:

Re-engagement of the coupling is not automatic and must be performed manually (Figure 3).

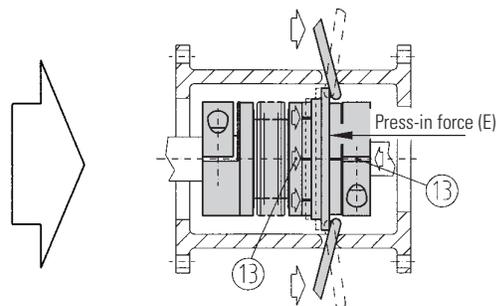


Figure 3

Transport

R+W couplings are delivered ready for installation. After incoming inspection the coupling should be stored in its original packaging until it is ready for installation. A copy of this installation, operation, and maintenance manual should be kept with the coupling.

Safety alert



Safety alert

Rotating couplings can be very dangerous. Proper guarding should be in place at all times and is the responsibility of the machine builder, user or operator. Do not approach or touch a coupling while it is rotating. Make sure that the machine is "locked out" and cannot be accidentally started during installation or maintenance of the coupling.

Manufacturer's declaration

According to EG guidelines for machinery 89/392 EWG Appendix 11B

In the sense of machine guidelines (MR) shaft couplings are no machines, but components for the installation in machines. Their putting into operation is subject to the fulfillment of all requirements of machine guidelines by or after integration in the final product.

Mounting preparation

All mounting surfaces including shafts, bores, keys, and key ways, must be clean and free of burrs, nicks, or dents. Inspect shaft diameters; coupling bore diameters, key and key-way dimensions and tolerances. All R+W coupling bores are machined to ISO tolerance H7. Clearances between shaft and hub bores are maintained to 0.01 and 0.05 mm. A light coating of oil is recommended to ease the mounting process and will not affect the clamping force of the hub.



CAUTION:

Do not use sliding grease, or oils and grease with molybdenum disulfide or other high-pressure additives.

Mounting drive elements to SK 1 couplings

Series	Belt pre-tensioning force max. (N)	Distance from - to (mm)	Fastenin screws	Tightening torque (Nm)	Fastening screws	Tightening torque (Nm)
			DIN 912		DIN 933 DIN 912	
2	100	5-8	M3	2	x	x
4,5	200	6-10	M4	2,5	x	x
10	500	6-12	M4	4,5	x	x
15	1400	7-14	M5	8	M4	4
20/30	1800	8-18	M6	12/15	M5	4
40/60	2300	8-18	M8	30/40	M5	7
80/150	3000	12-20	M10	50/70	M6	12
200	3500	12-22	M12	120	M6	14
300	4500	12-23	M12	130	M8	18
500	5600	12-25	M16	200	M8	25
800	8000	14-34	x	x	M10	36
1500	12000	20-42	x	x	M12	70

Table 1

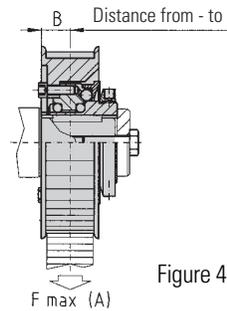


Figure 4

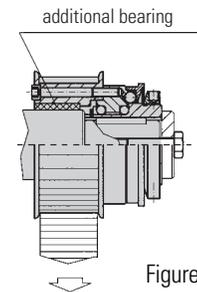


Figure 5

Mounting of the drive element

Center the drive element (i.e. timing belt pulley or gear) onto the connecting flange of the coupling and fasten with screws. If the center of the radial load falls over the middle of the coupling an additional support bearing is not required (figure 4). If the radial load is not centered over the coupling an additional support bearing is required (figure 5). Please observe the maximum allowable radial load for each coupling size as indicated (Table 1). Excess radial load will affect the performance of the coupling.

Mounting and dismounting: Models SK 1 and SKP

SKP with key

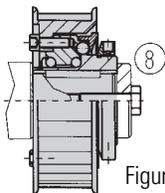


Figure 6

Mounting:

Slide the coupling onto the shaft. Lock it in position, with an end plate (8) for example. Figure 6.

Dismounting:

Remove the end plate and slide the coupling off the shaft using an appropriate tool.

SK 1 with clamping hub

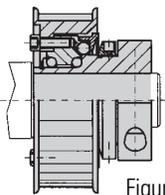


Figure 7

Mounting:

Slide the coupling onto the shaft to the proper axial position. Using a torque wrench tighten the clamp screw to the proper tightening torque as indicated in Table 1.

Dismounting:

Simply loosen the clamp screw and remove the coupling.

SK 1 with tapered bushing

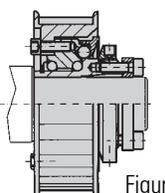


Figure 8

Mounting:

Slide the coupling onto the shaft to the proper axial position. Using a torque wrench, uniformly tighten the clamping screws using a cross-wise tightening pattern until all the clamping screws are evenly tightened to the correct tightening torque as given in Table 1. While tightening the coupling may move slightly towards the tapered bushing.

Dismounting:

Loosen the clamping screw. Insert the three jack screws into the taped holes on the tapered segment apply even pressure to remove the tapered segment. Remove the coupling.



CAUTION: Further tightening of the clamping screws may destroy the tapered bushing connection.

NOTE: Prior to reassembly make sure that the jack-screws are raised to their original position.

Mounting and dismounting: Models SK 2 / 3 / 5

SK 2 with clamping hub

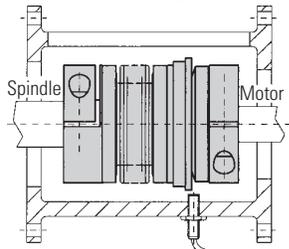


Figure 9

Mounting:

Prior to mounting make sure that the shaft to be connected do not exceed the angular or lateral misalignment limits for the coupling size to be used. This data can be found in the catalog. Slide the coupling on the first shaft end to the proper axial position. Using a torque wrench, tighten the clamp screw to the correct tightening torque as indicated in Table 1. Insert the second shaft into the other end of the coupling to the proper axial position. Make sure that the coupling is free of any axial forces before tightening. Tighten the clamp screw as above using a torque wrench.

Dismounting:

Simply loosen the clamp screw and remove the coupling.

SK 3 with tapered bushing

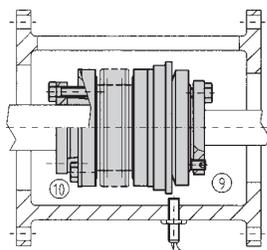


Figure 10

Mounting:

Prior to mounting make sure that the shaft to be connected do not exceed the angular or lateral misalignment limits for the coupling size to be used. This data can be found in the catalog. Slide the coupling onto the first shaft to the proper axial position. Using a torque wrench, uniformly tighten the clamping screws using a cross-wise tightening pattern until all the clamping screws are evenly tightened to the correct tightening torque as given in Table 1.

Dismounting:

Loosen the clamping screws. Use the three jackscrews conveniently mounted in the taper segment to evenly back out the tapered segment. Remove the coupling.



CAUTION: Further tightening of the clamp screws may destroy the tapered bushing connection.



CAUTION:

Prior to reassembly make sure that the jackscrews are raised to their original position.

SK 5 with press-fit tapered bushings

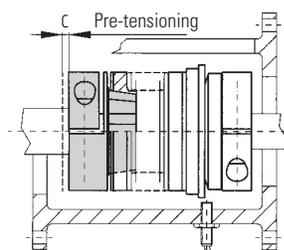


Figure 11

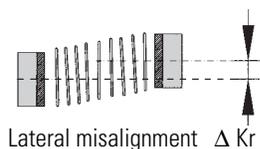
Mounting:

Prior to mounting it is necessary to consider the overall length of the assembled coupling. The press-fit coupling requires a specific pre-tensioning (C) between the two coupling halves to ensure backlash free operation. Mount the "female" coupling half containing the bellow onto the first shaft end to the proper axial position. Using a torque wrench tighten the clamp screw to the proper tightening torque. Mount the "male" coupling segment onto the second shaft end. The proper axial position is when the two couplings come together and coupling is compressed by the proper pre-tension distance (C). See Table 2. When the coupling segment is properly positioned tighten the clamp screw to the proper torque.

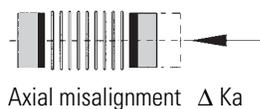
Dismounting:

Pull the coupling apart. Simply loosen the clamp screws and remove the coupling from the shaft.

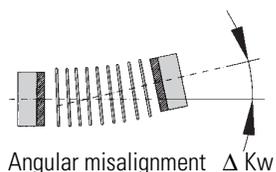
Axial misalignment



Lateral misalignment ΔKr



Axial misalignment ΔKa



Angular misalignment ΔKw

Figure 12

Maximum shaft misalignment

In addition to torque overload protection R+W torque limiters combined with a metal bellow compensate for lateral, axial and angular misalignment. Table 2 contains the maximum allowable values for each axis of misalignment for the different size couplings. It is important to remain within these limits to ensure maximum life and proper operation of the coupling.

Series	Lateral misalignment x/x (mm)		Axial misalignment x/x (mm)		Angular x/x (Grad)		Pre-tensioning (SK 5) (mm)		Actuation path (mm)		Engagement force approx. (full disengagement design) (N)	
	ΔKr	ΔKa	ΔKw	C	D	E						
2	0,15/0,20	1/2	1/1,5	0,2-0,7	0,8	8-15						
4,5	0,20/0,25	1/2	1/1,5	0,2-0,7	0,8	10-20						
10	0,20/0,30	1/2	1/1,5	0,2-1,0	1,2	15-30						
15	0,15/0,20	1/2	1/1,5	0,2-1,0	1,5	20-40						
20/30	0,20/0,25	1/2	1/1,5	0,3-1,5	1,5	25-50						
40/60	0,20/0,25	1,5/2	1/1,5	0,5-1,5	1,7	30-60						
80/150	0,20/0,25	2/3	1/1,5	0,5-1,0	1,9	35-70						
200	0,25/0,30	2/3	1,5/2	x	2,2	35-70						
300	0,25/0,30	2,5/3,5	1,5/2	0,5-1,5	2,2	50-100						
500	0,30/0,35	2,5/3,5	2/2,5	0,5-2,0	2,2	60-120						
800	0,35	3,5	2,5	x	2,2	x						
1500	0,35	3,5	2,5	x	3	x						

Table 2

x/x First values are for bellows with 4-5 corrugations.
Second values are for bellows with 6-8 corrugations.



CAUTION: Exact alignment of the R+W metal bellow coupling considerably increases the service life of the coupling. Reducing or eliminating lateral misalignment eliminates the radial loading of the adjacent bearings, increasing service life and reducing heat. For drives running at high speed it is recommended to align the coupling with a dial indicator.

Emergency switch function

Mechanical switch (PART No. 618.6740.425)

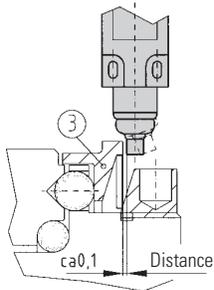
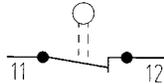


Figure 13

Technical Data

Max. Voltage:	500 V AC
Max. Permanent current:	10 A
Protection type:	IP 65
Type of contact:	Opener
Ambient temperature:	-30°C to +80°C
Confirmation:	(metal)

Switch symbol



Proximity switch (PART No. 650.2703.1)

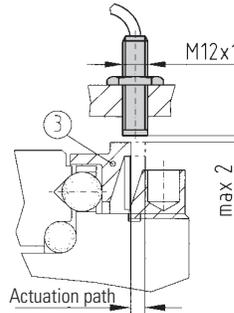
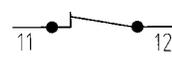


Figure 14

Technical Data

Voltage range:	10 to 30 V DC
Initial current max.:	200 mA
Switch frequency:	800 Hz
Temperature range:	-25°C to +70°C
Protection type:	IP 67
Switching type:	PNP opener
Switch distance:	max. 2 mm

Switch symbol



The axial movement of the actuation ring (1) can be sensed by either a mechanical switch or a proximity sensor. The distance the actuation ring moves is given in Table 2 and is important for the selection of the appropriate sensing device. Mount the sensing device on a solid support keeping the distance shown in figure 13.



Note! Test the switch prior to the delivery of a machine using this device.

Disengagement torque setting

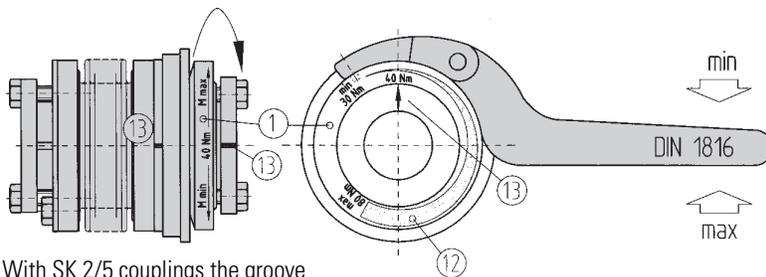
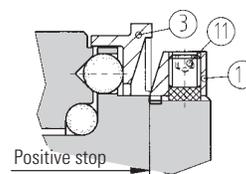


Figure 15

With SK 2/5 couplings the groove of the clamping hub serves as a marking (3)



- 1 adjusting nut
- 11 fastening screw
- 3 steel actuation ring
- 12 adjustment range
- 13 marking

Figure 16

R+W torque limiters are factory set to the customer specified disengagement torque, which is marked onto the coupling. The adjustment range (min/max) is also marked on the adjustment ring. The customer can adjust the disengagement torque as long as it falls into the range indicated on the adjustment ring.



The adjustment range may not be left during setting.

To adjust the disengagement torque, loosen the locking screws (11) and rotate the adjustment ring using a spanner wrench to the desired new setting. Tighten the locking screws and test the coupling.



CAUTION: R+W torque limiters incorporate disc springs that exhibit a special spring characteristic. It is important to stay in the max-min range of the coupling.

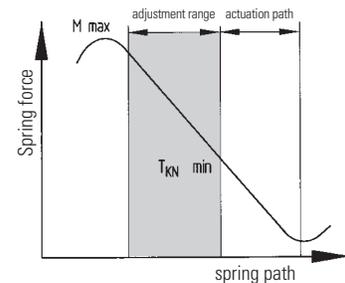


Diagram 1

Maintenance

R+W torque limiters are maintenance free as long as they are properly mounted and the maximum misalignment and radial load values are not exceeded. The internal components are permanently greased for lifetime lubrication.



CAUTION: Disassembly of the coupling will void the warranty.

R+W
COUPLING TECHNOLOGY

R+W Antriebselemente GmbH

Alexander-Wiegand-Str. 8 · 63911 Klingenberg
Tel. +49-(0)93 72 – 98 64-0 · Fax +49-(0)93 72 – 98 64 20
info@rw-kupplungen.de · http://www.rw-couplings.com

The above-mentioned information is based on our present knowledge and experiences and does not free the user of his own regular checks. A legally binding guarantee is not given even in regard to protection rights of Third parties.



- Standard cylinders to DIN ISO 6432
- Quick reacting thanks to minimal break-away force
- Meet the highest requirements for running characteristics, service life and load carrying ability
- Comprehensive range of accessories

Specified types in accordance with ATEX directive for potentially explosive atmospheres
→ www.festo.com/en/ex

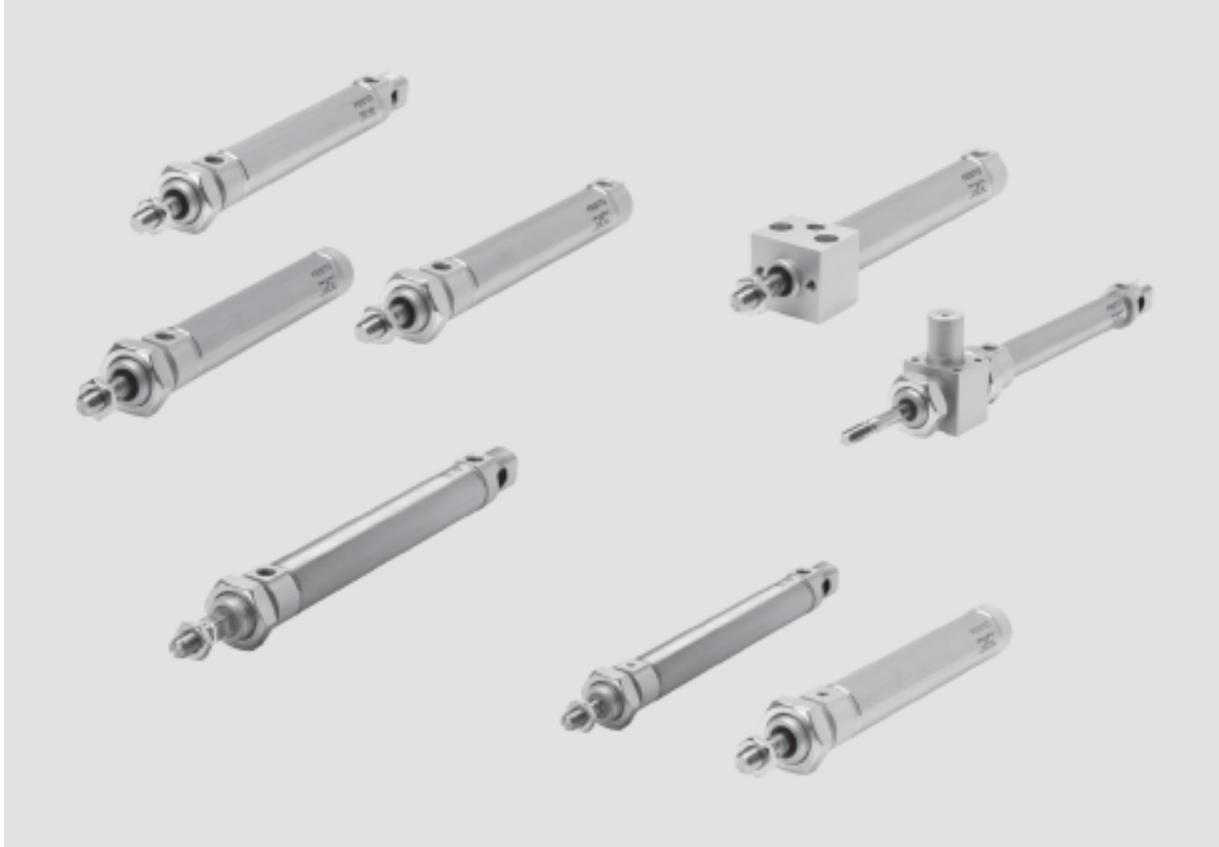
Standard cylinders DSNU/DSN/ESNU/ESN, ISO 6432

Key features

FESTO

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1



Optimal range

- Good running performance and long service life thanks to smooth, hard cylinder bore
- Piston rod and cylinder barrel made of stainless steel

More than the standard

 ISO 6432
DIN ISO 6432



- Round cylinders with piston diameters from 8 to 25 mm conform to ISO 6432, DIN ISO 6432. Variants are based on these standards. The series is not repairable
- The cap is swaged onto the barrel

Functional

- Three different end caps mean numerous functional and space-saving designs

Variants

- Non-rotating
- Through piston rod
- With or without position sensing
- Flexible cushioning rings/plates at both ends or pneumatic cushioning adjustable at both ends
- Further piston rod variants

Standard cylinders DSNU/DSN/ESNU/ESN, ISO 6432

FESTO

Key features

Standard range

Double-acting

Basic version
DSNU/DSN



With position sensing
Flexible cushioning rings/plates at both ends

DSNU-P-A



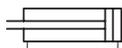
With position sensing
Pneumatic cushioning adjustable at both ends

DSNU-PPV-A



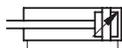
Without position sensing
Flexible cushioning rings/plates at both ends

DSN-P



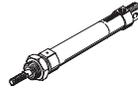
Without position sensing
Pneumatic cushioning adjustable at both ends

DSN-PPV



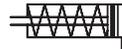
Single-acting

Basic version
ESNU/ESN



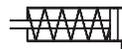
With position sensing
Flexible cushioning rings/plates at both ends

ESNU-P-A



Without position sensing
Flexible cushioning rings/plates at both ends

ESN-P



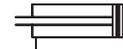
Double-acting Non-rotating

Basic version
DSNU-Q



With position sensing
Flexible cushioning rings/plates at both ends

DSNU-P-A-Q



only $\varnothing 12$

With position sensing
Pneumatic cushioning adjustable at both ends

DSNU-PPV-A-Q



only $\varnothing 16 \dots 25$

Variants from the modular system

Basic version
DSNU/ESNU



S2: Through piston rod



K8: Extended piston rod



Axial air connection

DSNU-MA/ESNU-MA



K2: Extended male piston rod thread



S6: Heat-resistant seal up to max. 150 °C



Lateral air connection

DSNU-MQ



K6: Shortened male piston rod thread

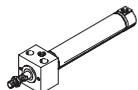


S10: Slow speed (constant motion)



With direct mounting

DSNU-MH



K3: Female piston rod thread

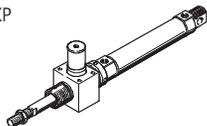


S11: Low friction



With clamping unit

DSNU-...-KP



K5: Special thread on piston rod



R3: High corrosion protection



ISO standard cylinders
ISO 6432

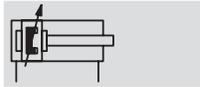
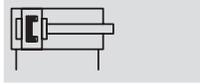
1.1

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

FESTO

Technical data

Function



∅ - Diameter
8 ... 25 mm

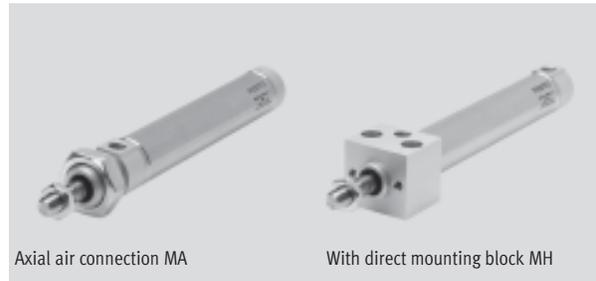
l - Stroke length
1 ... 500 mm

Variant

CT-free

Additional variants

→ 1 / 1.1-15



ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

General technical data						
Piston ∅	8	10	12	16	20	25
Pneumatic connection	M5	M5	M5	M5	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{8}$
Piston rod thread	M4	M4	M6	M6	M8	M10x1.25
Constructional design	Piston					
	Piston rod					
	Cylinder barrel					
Cushioning	Flexible cushioning rings/plates at both ends					
	-			Pneumatic cushioning adjustable at both ends		
Cushioning length (PPV) [mm]	-		9	12	15	17
Position sensing	Via proximity sensor					
Type of mounting	Direct mounting (MH variant only)					
	Via accessories					
Assembly position	Any					

Operating conditions						
Piston ∅	8	10	12	16	20	25
Operating medium	Filtered compressed air, lubricated or unlubricated					
Operating pressure [bar]	Basic version	1.5 ... 10 ¹⁾			1 ... 10	
	S10	-	-	1.5 ... 10	1 ... 10	
	S11	-	-	0.45 ... 10	0.3 ... 10	

1) DSNU-12 ... PPV (cushioning adjustable at either end); 2 ... 10 bar

Ambient conditions						
Standard cylinder	Basic version	CT	S6	S10	S11	R3
Ambient temperature ¹⁾ [°C]	-20 ... +80		0 ... +150	+5 ... +80		-20 ... +80
Corrosion resistance class CRC ²⁾	2	2	2	2	2	3

1) Note operating range of proximity sensors

2) Corrosion resistance class 2 according to Festo standard 940 070

Components requiring moderate corrosion resistance. Externally visible parts with primarily decorative surface requirements which are in direct contact with a normal industrial environment or media such as coolants or lubricating agents.

Corrosion resistance class 3 according to Festo standard 940 070

Components requiring higher corrosion resistance. External visible parts in direct contact with industrial atmospheres or media such as solvents and cleaning agents, with a predominantly functional requirement for the surface

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

Technical data

FESTO

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

Forces [N] and impact energy [J]						
Piston Ø	8	10	12	16	20	25
Theoretical force at 6 bar, advancing	30	47	68	121	189	295
Theoretical force at 6 bar, retracting	23	40	51	104	158	247
Impact energy at the end positions	0.03	0.05	0.07	0.15	0.20	0.30

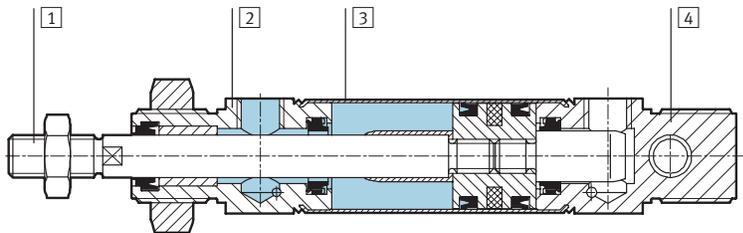
Speed [mm/s]			
Piston Ø	16	20	25
Speed with judder-free running, S10 horizontal, without load, at 6 bar	10 ... 100		
Minimum speed, advancing S11	2.7	5.3	<1 ¹⁾
Minimum speed, retracting S11	3.2	4.7	<1 ¹⁾

1) Measurements of less than 1 mm/s were not conducted

Weights [g]						
Piston Ø	8	10	12	16	20	25
Product weight with 0 mm stroke	34.6	37.3	75	89.9	186.8	238
Additional weight per 10 mm stroke	2.4	2.7	4	4.6	7.2	11

Materials

Sectional view



Standard cylinder	Basic version	R3	CT	S6	S10	S11
1 Piston rod	High-alloy stainless steel					
2 Bearing cap	Wrought aluminium alloy					
3 Cylinder barrel	High-alloy stainless steel					
4 End cap	Wrought aluminium alloy					
- Seals	Polyurethane, nitrile rubber			Fluoro rubber		

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

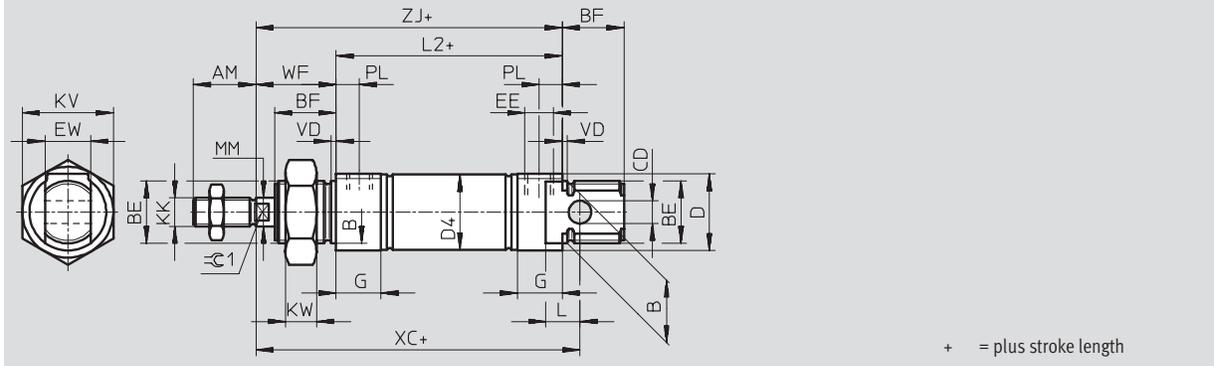
Technical data

FESTO

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com/en/engineering

Basic version



∅	AM	B ∅ h9	BE	BF	CD ∅ E10	D ∅	D4 ∅	EE	EW	G	KK	KV
[mm]												
8	12	12	M12x1.25	12	4	15	9.3	M5	8	10	M4	19
10							11.3					
12	16	16	M16x1.5	17	6	20	13.3		12	M6	24	
16							17.3					
20	20	22	M22x1.5	20	8	27	21.3	G $\frac{1}{8}$	16	16	M8	32
25	22			22			22				26.5	

∅	KW	L	L2	MM ∅	PL	T0	VD	WF	XC ±1	ZJ	≈C1
[mm]											
8	6	6	46	4	6	18	2	16	64	62	-
10			50	6		23		75		72	5
12	8	9	56	8	8.2	31		22	82	78	7
16			68	24				95	92	9	
20	11	12	69.5	10	28	104	97.2	9			
25											

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

Technical data

FESTO

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

Dimensions

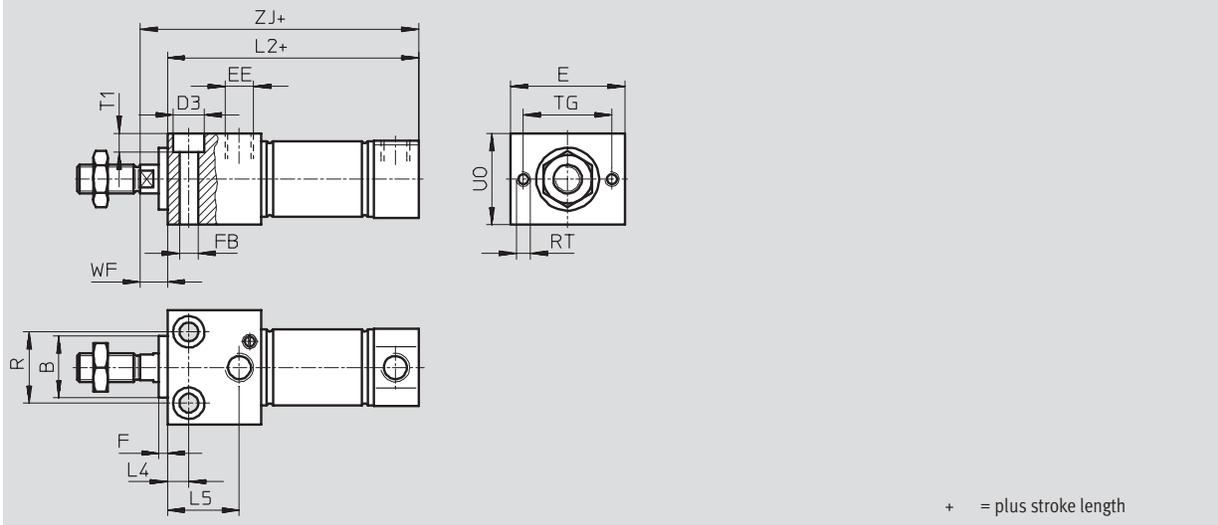
Download CAD data → www.festo.com/en/engineering

MQ – Lateral air connection

MA – Axial air connection



MH – With direct mounting block



∅ [mm]	B ∅ h9	D2 ∅	D3 ∅	E	EE	F	FB ∅	G	L2		
									-MQ	-MA	-MH
8	12	10.5	6	24	M5	3	3.4	10	46	43.6	53.5
10		12.5								43.1	53.8
12	16	14.5	8	30			4.5	50	47.7	62	
16		17.5					56	53.7	67.5		
20	22	21.7	10	40	G1/8	5.5	16	68	66.5	81.5	
25		26.7			11	6.6		69.5	68.5	86.2	

∅ [mm]	L3	L4	L5	R	RT	TG	T1	UO	WF	ZJ		
										-MQ	-MA	-MH
8	7.6	5	14	12	M3	18	3.4	16	8	62	59.6	61.5
10	7.1										59.1	61.8
12	7.7	6	18.1	16	M4	23	4.5	22	10	72	69.7	72
16										78	75.7	77.8
20	14.5	7.5	22.4	22	M5	31	5.5	28	11	92	90.5	91.5
25	14		25.2	25			6.6			32	97.5	96.5

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

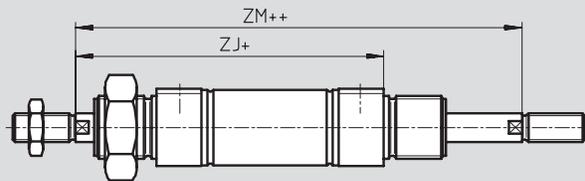
Technical data

FESTO

Dimensions

Download CAD data → www.festo.com/en/engineering

S2 – Through piston rod

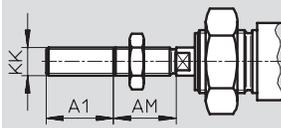


- - Note

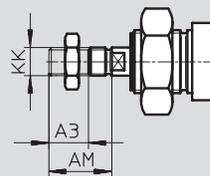
The thread designs on both piston rod ends are identical. In combination with variant Q, the left-hand piston rod end is square, the right-hand piston rod end round.

+ = plus stroke length
++ = plus stroke length

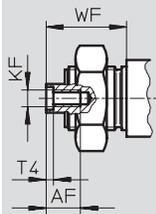
K2 – Extended male piston rod thread



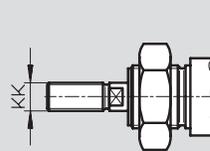
K6 – Shortened male piston rod thread



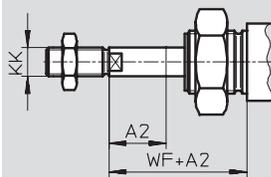
K3 – Female piston rod thread



K5 – Special piston rod thread



K8 – Extended piston rod



- - Note

If variant K8 is required in combination with S2, the piston rod will only be extended on one side.

∅ [mm]	A1 max.	A2 max.	A3 max.	AM	AF	KF	KK		T4	WF	ZJ			ZM
							Basic thread	Special thread ¹⁾			-MQ	-MA	-MH	
8	15	50	4	12	-	-	M4	-	-	16	62	59.6	61.5	78.4
10					-	-		-	-			59.1	61.8	
12	20	100		16	-	-	M6	-	-	22	72	69.7	72	94
16					-	-		-	-			78	75.7	77.8
20	25		8	20	12	M4	M8	-	2	24	92	90.5	91.5	116
25	35			22		M6	M10x1.25	M10	2.6	28	97.5	96.5	97.2	125.5

1) The special threads are only available as male threads. The scope of delivery does not include a hex nut for the piston rod thread

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

FESTO

Technical data

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

Ordering data						
Type	Piston \varnothing [mm]	Stroke [mm]	Flexible cushioning rings/plates at both ends		Pneumatic cushioning adjustable at both ends	
			Part No.	Type	Part No.	Type
Basic version						
	8	10	19 177	DSNU-8-10-P-A	-	
		25	19 178	DSNU-8-25-P-A		
		40	19 179	DSNU-8-40-P-A		
		50	19 180	DSNU-8-50-P-A		
		80	19 181	DSNU-8-80-P-A		
		100	19 182	DSNU-8-100-P-A		
	10	10	19 183	DSNU-10-10-P-A	-	
		25	19 184	DSNU-10-25-P-A		
		40	19 185	DSNU-10-40-P-A		
		50	19 186	DSNU-10-50-P-A		
		80	19 187	DSNU-10-80-P-A		
		100	19 188	DSNU-10-100-P-A		
	12	10	19 189	DSNU-12-10-P-A	-	
		25	19 190	DSNU-12-25-P-A		
		40	19 191	DSNU-12-40-P-A		
		50	19 192	DSNU-12-50-P-A		
		80	19 193	DSNU-12-80-P-A		
		100	19 194	DSNU-12-100-P-A		
		125	19 195	DSNU-12-125-P-A		
		200	19 197	DSNU-12-200-P-A		
	16	10	19 198	DSNU-16-10-P-A	-	
25		19 199	DSNU-16-25-P-A	33 973	DSNU-16-25-PPV-A	
40		19 200	DSNU-16-40-P-A	19 229	DSNU-16-40-PPV-A	
50		19 201	DSNU-16-50-P-A	19 230	DSNU-16-50-PPV-A	
80		19 202	DSNU-16-80-P-A	19 231	DSNU-16-80-PPV-A	
100		19 203	DSNU-16-100-P-A	19 232	DSNU-16-100-PPV-A	
125		19 204	DSNU-16-125-P-A	19 233	DSNU-16-125-PPV-A	
160		19 205	DSNU-16-160-P-A	19 234	DSNU-16-160-PPV-A	
200		19 206	DSNU-16-200-P-A	19 235	DSNU-16-200-PPV-A	
20		10	19 207	DSNU-20-10-P-A	-	
	25	19 208	DSNU-20-25-P-A	33 974	DSNU-20-25-PPV-A	
	40	19 209	DSNU-20-40-P-A	19 236	DSNU-20-40-PPV-A	
	50	19 210	DSNU-20-50-P-A	19 237	DSNU-20-50-PPV-A	
	80	19 211	DSNU-20-80-P-A	19 238	DSNU-20-80-PPV-A	
	100	19 212	DSNU-20-100-P-A	19 239	DSNU-20-100-PPV-A	
	125	19 213	DSNU-20-125-P-A	19 240	DSNU-20-125-PPV-A	
	160	19 214	DSNU-20-160-P-A	19 241	DSNU-20-160-PPV-A	
	200	19 215	DSNU-20-200-P-A	19 242	DSNU-20-200-PPV-A	
	250	19 216	DSNU-20-250-P-A	19 243	DSNU-20-250-PPV-A	
	300	19 217	DSNU-20-300-P-A	19 244	DSNU-20-300-PPV-A	
	320	34 718	DSNU-20-320-P-A	34 720	DSNU-20-320-PPV-A	

 Core Range

Standard cylinders DSNU, ISO 6432

FESTO

Technical data

Ordering data						
Type	Piston \varnothing [mm]	Stroke [mm]	Flexible cushioning rings/plates at both ends		Pneumatic cushioning adjustable at both ends	
			Part No.	Type	Part No.	Type
Basic version						
	25	10	19 218	DSNU-25-10-P-A	-	-
		25	19 219	DSNU-25-25-P-A	33 975	DSNU-25-25-PPV-A
		40	19 220	DSNU-25-40-P-A	19 245	DSNU-25-40-PPV-A
		50	19 221	DSNU-25-50-P-A	19 246	DSNU-25-50-PPV-A
		80	19 222	DSNU-25-80-P-A	19 247	DSNU-25-80-PPV-A
		100	19 223	DSNU-25-100-P-A	19 248	DSNU-25-100-PPV-A
		125	19 224	DSNU-25-125-P-A	19 249	DSNU-25-125-PPV-A
		160	19 225	DSNU-25-160-P-A	19 250	DSNU-25-160-PPV-A
		200	19 226	DSNU-25-200-P-A	19 251	DSNU-25-200-PPV-A
		250	19 227	DSNU-25-250-P-A	19 252	DSNU-25-250-PPV-A
		300	19 228	DSNU-25-300-P-A	19 253	DSNU-25-300-PPV-A
		320	34 719	DSNU-25-320-P-A	34 721	DSNU-25-320-PPV-A
		400	35 191	DSNU-25-400-P-A	35 193	DSNU-25-400-PPV-A
		500	35 192	DSNU-25-500-P-A	35 194	DSNU-25-500-PPV-A

ISO standard cylinders
ISO 6432

1.1

 Core Range

Plastic tubing PLN, standard O.D.

Technical data



Plastic tubing PLN

Polyethylene tubing is distinguished by great resistance to chemicals and hydrolysis. It is resistant to most cleaning agents and lubricants.

- - Ambient temperature
-30 ... +80 °C

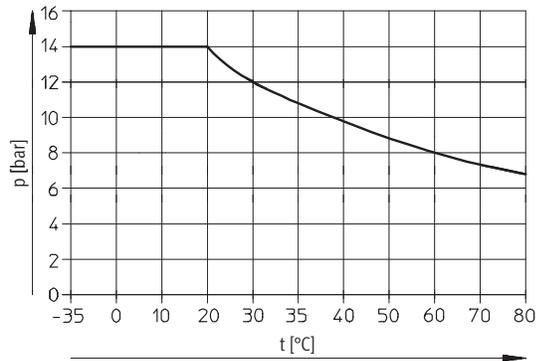
- - Temperature dependent operating pressure
-0.95 ... +14 bar

Material:
Polyethylene

Note on material:
Free of copper and PTFE



Operating pressure p as a function of temperature t



Possible fittings



Push-in fittings QS,
Quick Star
→ 3 / 5.4-38



Barbed fittings CN
→ 3 / 5.4-108



Push-in fittings QS-F,
Quick Star, metal¹⁾
→ 3 / 5.4-81



Quick connectors CK
→ 3 / 5.5-5

1) Recommended fitting

Dimensions and ordering data

O.D. [mm]	I.D. [mm]	Min. bending radius [mm]	Flow-relevant bending radius [mm]	Weight [kg/m]	Colour	Part No.	Type	PU*
4	2.9	12	25	0.0056	Natur	193 403	PLN-4x0,75-NT	50
					Black	195 280	PLN-4x0,75-SW	50
6	4	11	32	0.0147	Natur	193 404	PLN-6x1-NT	50
					Black	195 281	PLN-6x1-SW	50
8	5.9	23	50	0.0214	Natur	193 405	PLN-8x1,25-NT	50
					Black	195 282	PLN-8x1,25-SW	50
10	7	22	57	0.0375	Natur	193 406	PLN-10x1,5-NT	50
					Black	195 283	PLN-10x1,5-SW	50
12	8.4	23	65	0.0540	Natur	193 407	PLN-12x1,75-NT	50
					Black	195 284	PLN-12x1,75-SW	50
16	12	55	95	0.0820	Natur	539 064	PLN-16x2-NT	50
					Black	539 065	PLN-16x2-SW	50

* Packaging unit

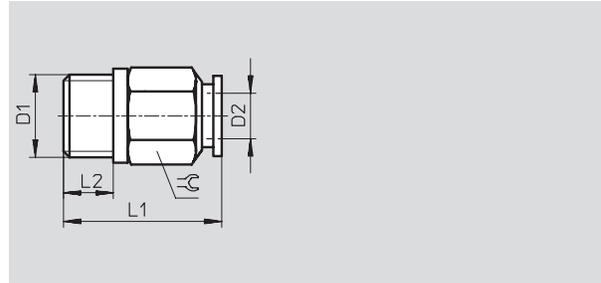
Core Range

Push-in fittings QS, Quick Star

Technical data

Push-in fitting QS

Male thread
with external hex



Dimensions and ordering data									
Connection	Nominal size	Tubing O.D.	L1	L2	⌀C	Weight/piece	Part No.	Type	PU*
D1	[mm]	D2				[g]			
G thread with sealing ring									
G ¹ / ₈	2.6	4	20.4	5.1	13	10	186 095	QS-G ¹ / ₈ -4	10
							132 036	QS-G ¹ / ₈ -4-100	⌀ New
	4	6	21.5	5.1	13	9.1	186 096	QS-G ¹ / ₈ -6	10
							132 037	QS-G ¹ / ₈ -6-100	⌀ New
	5	8	26.7	5.1	14	14	186 098	QS-G ¹ / ₈ -8	10
							132 038	QS-G ¹ / ₈ -8-50	⌀ New
G ¹ / ₄	4	6	22	5.6	17	18	186 097	QS-G ¹ / ₄ -6	10
							132 039	QS-G ¹ / ₄ -6-100	⌀ New
	5	8	22.7	5.6	17	16	186 099	QS-G ¹ / ₄ -8	10
							132 040	QS-G ¹ / ₄ -8-50	⌀ New
	6.7	10	29.7	5.6	17	22	186 101	QS-G ¹ / ₄ -10	10
							132 041	QS-G ¹ / ₄ -10-50	⌀ New
6.3	12	34.9	5.6	21	51	186 350	QS-G ¹ / ₄ -12	10	
						132 042	QS-G ¹ / ₄ -12-20	⌀ New	20
G ³ / ₈	5	8	22.4	6.6	19	24	186 100	QS-G ³ / ₈ -8	10
							132 043	QS-G ³ / ₈ -8-50	⌀ New
	6.7	10	26.2	6.6	19	25	186 102	QS-G ³ / ₈ -10	10
							132 044	QS-G ³ / ₈ -10-50	⌀ New
	8.7	12	32.3	6.6	21	38	186 103	QS-G ³ / ₈ -12	10
132 045							QS-G ³ / ₈ -12-20	⌀ New	20
10.3	16	38.3	6.6	22	49	186 347	QS-G ³ / ₈ -16	1	
G ¹ / ₂	8.7	12	28.8	7.6	24	46	186 104	QS-G ¹ / ₂ -12	1
							132 046	QS-G ¹ / ₂ -12-20	⌀ New
	12	16	36.3	7.6	24	53	186 105	QS-G ¹ / ₂ -16	1
132 047							QS-G ¹ / ₂ -16-20	⌀ New	20

* Packaging unit quantity

Core Range

Annexe B

Caractéristiques des capteurs

Cette annexe présente les caractéristiques des capteurs utilisés.

B.1 Capteurs

Capteur de couple :TRT-500 option-CO

Capteur de force :MLP-50 option-CO

Encodeur optique : E2-1024-250-A



Load Cell - Load Cells

New smart sensors
PLUG&PLAY
IEEE 1451.4 compliant

CALL TO INQUIRE ABOUT EDUCATIONAL DISCOUNTS
Next Day Delivery! 1-800-344-3965

HOME | PRODUCTS | TECH SUPPORT | ABOUT US | CONTACT US

SEARCH



Advanced Search

PRODUCT CATEGORIES

- Load Cells / Force Sensors
- Beam Load Cells
- Torque Sensors
- Load Cell Displays
- Signal Conditioning
- Data Acquisition
- Software
- Load Cell Accessories

TECH SUPPORT

- Online Manuals
- Wiring / Color Code
- Calibration Certificates
- Load Cell Troubleshooting
- Warranty / Repair
- Load Cell Terminology
- Calculators
- Free Load Cell Catalog
- Track Your Order
- Learn about Plug and Play
- Smart Sensors

We gladly accept:



Customer Account Information

100% SECURE SITE



View Cart



Check

LOW CAPACITY (INCH LBS.) GENERAL PURPOSE REACTION TORQUE SENSOR

TRT SERIES TORQUE SENSOR

**CAPACITY RANGES:
25, 50, 100, 200, 500 INCH LBS.**

The TRT Series reaction torque sensors offer long term reliability due to non moving parts and state of the art bonded foil strain gages. Whenever possible, the best approach for precision torque measurements is via reaction torque sensing, eliminating high maintenance and high cost of slip rings, bearings and brushes.

SPECIFICATIONS

- Rated Output (R.O.): 2 mV/V nominal
- Nonlinearity: 0.1% of R.O.
- Hysteresis: 0.1% of R.O.
- Nonrepeatability: 0.05% of R.O.
- Zero Balance: 1.0% of R.O.
- Compensated Temp.
 - Range: 60° to 160° F
 - Safe Temp. Range: -65° to 200° F
- Temp. Effect on Output: 0.005% of Load/° F
- Temp. Effect on Zero: 0.005% of R.O./° F
- Terminal Resistance: 350 ohms nominal
- Excitation Voltage: 10 VDC
- Safe Overload: 150% of R.O.

NEW Cal-Teds Plug & Play Smart Sensor Option Now Available
smart sensors
PLUG&PLAY
IEEE 1451.4 compliant

Click for information or scroll down to order

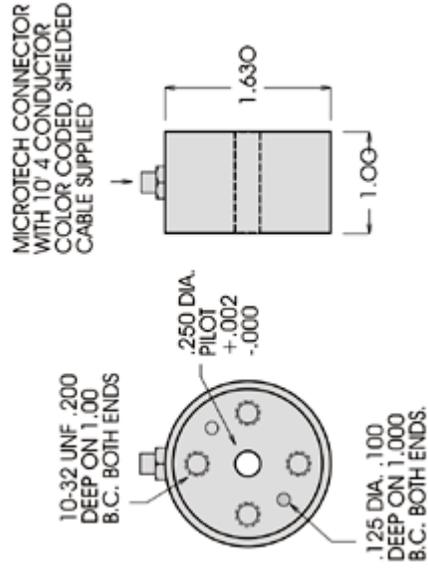




View Cart



Checkout



MODEL	CAPACITY INCH LBS	TORSIONAL STIFFNESS INCH LBS./RAD.	MAX OVERHUNG MOMENT WXS INCH LBS.	MAX SHEAR W LBS.	MAX THRUST R LBS.
TRT-25	25	5,125	50	20	425
TRT-50	50	5,125	50	20	425
TRT-100	100	10,125	100	40	800
TRT-200	200	20,375	200	80	1,400
TRT-500	500	75,875	300	200	2,600

AFS-TRTM
 TRT shown with Flange Socket Adapters from accessories section
 AFS-TRTF

Order Code Model	Capacity Range	Description	Price	Quantity	Add to Cart
TRT-25	25 inch lbs	Reaction Torque Sensor	\$675	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
TRT-50	50 inch lbs	Reaction Torque Sensor	\$675		

TRT-100	100 inch lbs	Reaction Torque Sensor	\$675	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
TRT-200	200 inch lbs	Reaction Torque Sensor	\$675	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
TRT-500	500 inch lbs	Reaction Torque Sensor	\$675	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
CAL-TEDS	N/A	Plug & Play Option with Connector	\$55	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
AFS-TRTF	N/A	Socket Adapter-Female (TRT Series)	\$63	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
AFS-TRTM	N/A	Socket Adapter-Male (TRT Series)	\$63	<input type="text" value="1"/>	Buy Now

[Home](#) | [Products](#) | [Tech Support](#) | [About Us](#) | [Contact Us](#)

 [Email this page to a friend](#)

[Warranty / Repair](#) | [Terms & Conditions](#)

© Copyright 2007 Transducer Techniques, Inc., All Rights Reserved.



Load Cell - Load Cells

New
smart sensors
PLUG&PLAY
IEEE 1451.4 compliant

CALL TO INQUIRE ABOUT EDUCATIONAL DISCOUNTS
Next Day Delivery! 1-800-344-3965

Customer Account Information

HOME | PRODUCTS | TECH SUPPORT | ABOUT US | CONTACT US

SEARCH

GO

Advanced Search

PRODUCT CATEGORIES

Load Cells / Force Sensors
Beam Load Cells
Torque Sensors
Load Cell Displays
Signal Conditioning
Data Acquisition
Software
Load Cell Accessories

TECH SUPPORT

Online Manuals
Wiring / Color Code
Calibration Certificates
Load Cell Troubleshooting
Warranty / Repair
Load Cell Terminology
Calculators
Free Load Cell Catalog
Track Your Order
Learn about Plug and Play
Smart Sensors

We gladly accept:



View Cart

Checkout



100% SECURE SITE



View Cart

Checkout

MINI LOW PROFILE LOAD CELL UNIVERSAL / TENSION OR COMPRESSION

MLP SERIES LOAD CELL

**CAPACITY RANGES:
10, 25, 50, 75, 100, 150,
200, 300, 500, 750, 1,000 LBS.**

The model MLP Series load cells were designed with economy as first priority. They are a scaled down version of our successful LPO Series Load Cells. MLP-10 through MLP-300 are anodized aluminum and the MLP-500 through MLP-1K are made from 17-4ph heat treated stainless steel. The unique low profile design of the MLP Series provides excellent stability for in line applications for tension and/or compression, while saving space at the same time.



New! Cal-Teds Plug & Play Smart Sensor Option Now Available
smart sensors
PLUG&PLAY
IEEE 1451.4 compliant

Click for information or scroll down to order

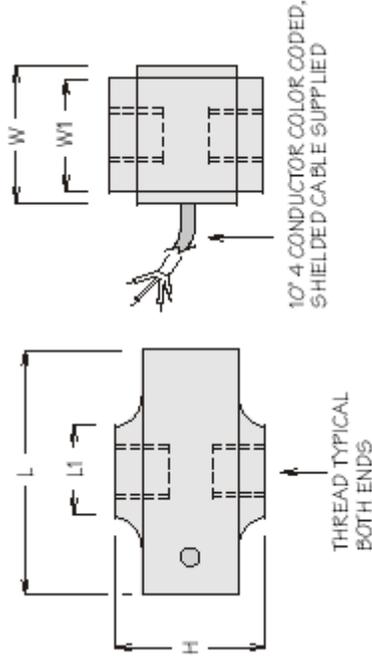
Options

-CO Mini Gold Pin Connector System, male and female with 10' 4 cond. color coded shielded cable

-DB Dual Bridge

SPECIFICATIONS

Rated Output (R.O.): 2 mV/V nominal
Nonlinearity: 0.1% of R.O.
Hysteresis: 0.1% of R.O.
Nonrepeatability: 0.05% of R.O.
Zero Balance: 1.0% of R.O.
Compensated Temp. Range: 60° to 160°F
Safe Temp. Range: -65° to 200°F
Temp. Effect on Output: 0.005% of Load/°F
Temp. Effect on Zero: 0.005% of R.O./°F
Terminal Resistance: 350 ohms nominal
Excitation Voltage: 10 VDC
Safe Overload: 150% of R.O.
Calibration Included: Compression
Optional Calibration: Tension



DIMENSIONS (INCHES)

MODEL	CAPACITY LBS.	L	L1	mW/m	W1	H	THREAD	THREAD DEPTH	NATURAL RINGING FREQUENCY HZ	DEFLECTION INCHES	WT. OZS.
MLP-10	10	1.504	.600	.54	.375	.750	10-32	.200	2,175	.003	.5
MLP-25	25	1.521	.600	.66	.500	.750	1/4-28	.230	2,200	.003	.7
MLP-50	50	1.584	.625	.66	.500	.750	1/4-28	.230	2,500	.003	.7
MLP-75	75	1.640	.650	.66	.500	.750	1/4-28	.230	2,800	.003	.8
MLP-100	100	1.664	.660	.66	.500	.750	1/4-28	.230	4,500	.003	.8
MLP-150	150	1.642	.575	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	4,500	.003	1.3
MLP-200	200	1.688	.580	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	5,200	.003	1.4
MLP-300	300	1.748	.600	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	5,200	.003	3.0
MLP-500	500	1.658	.580	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	5,200	.003	3.0
MLP-750	750	1.734	.585	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	5,200	.003	3.0
MLP-1K	1,000	1.784	.615	.93	.750	1.00	3/8-24	.375	5,200	.003	3.0

The Load Cell below come with Calibration in Compression

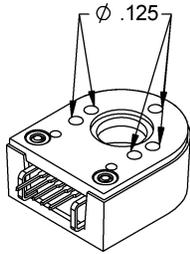
Order Code	Model	Capacity Range	Description	Price	Quantity	Add to Cart
MLP-10		Capacity: 10 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-25		Capacity: 25 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-50		Capacity: 50 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-75		Capacity: 75 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-100		Capacity: 100 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-150		Capacity: 150 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-200		Capacity: 200 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-300		Capacity: 300 lbs	Calibration in Compression	\$295	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-500		Capacity: 500 lbs	Calibration in Compression	\$395	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-750		Capacity: 750 lbs	Calibration in Compression	\$395	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
MLP-1K		Capacity: 1,000 lbs	Calibration in Compression	\$395	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
OPTION- CO		N/A	Mini Connector System Option	\$55	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
OPTION- DB		N/A	Dual Bridge	\$250	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
OPTION-TC		N/A	Tension Calibration Option	\$75	<input type="text" value="1"/>	Buy Now
CAL-TEDS		N/A	Plug & Play Option with Connector	\$55	<input type="text" value="1"/>	Buy Now

[Home](#) | [Products](#) | [Tech Support](#) | [About Us](#) | [Contact Us](#)

 [Email this page to a friend](#)

[Warranty / Repair](#) | [Terms & Conditions](#)

© Copyright 2007 Transducer Techniques, Inc., All Rights Reserved.

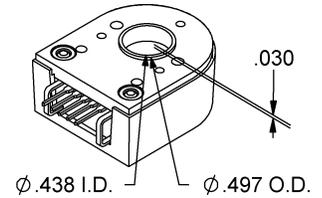


3-option:

3-option makes all five of these hole diameters .125". If desired, the two .096" diameter recesses will mate with matching aligning pins. The .438" diameter center hole can also mate with a motor boss.

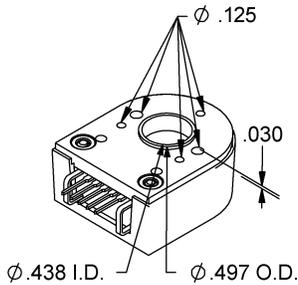
A-option:

A-option adds a .497" diameter alignment shoulder designed to slip into a .500" diameter recess in the mounting surface centered around the shaft.



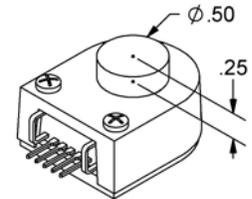
A3-option:

A3-option makes all five of these hole diameters .125". If desired, the two .096" diameter recesses will mate with matching aligning pins. The .438" diameter center hole can also mate with a motor boss. Besides the hole size changes, the A3-option adds a .497" diameter alignment shoulder designed to slip into a .500" diameter recess centered around the shaft.



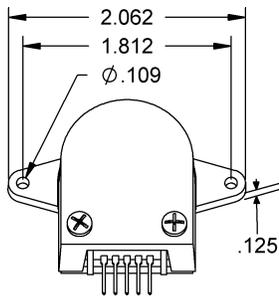
E-option:

The E-option provides a cylindrical extension to the cover allowing for longer shafts of up to .795".



G-option:

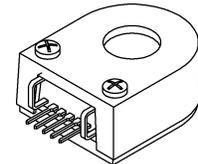
This option includes molded ears on the base which enable it to be mounted to a 1.812" diameter bolt circle. The mounting holes are designed to fit 4-40 screws. Because the ears are molded to the base this does not increase the thickness of the encoder and does not add to the required shaft length. This option will work with shaft lengths of .445" to .570".



H-option:

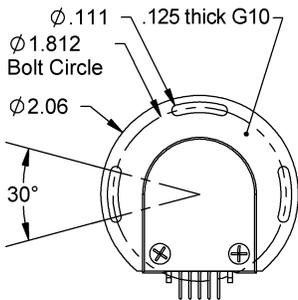
The H-option adds a hole to the cover for the shaft to pass through.

- > Shafts <.375", a .375" diameter hole is supplied.
- > Shafts >=.375", a .500" diameter hole is supplied.



R-option:

This adapter is an 1/8" thick fiberglass adapter which is pre-mounted to the base of the encoder. It allows the E2 to be rotated ±15° while operating for index orientation. Use three 4-40 x 1/4" screws (sold separately). When installing the hub, rotate the index to the approximate position. After assembly, with the 3 screws loose, rotate while operating to the desired index location and tighten. Note that this adds 1/8" to the required shaft length.

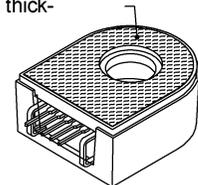


T-option:

When mounting holes are not available, a pre-applied transfer adhesive (with peel-off backing) is available for "stick-on" mounting. Use the centering tool (sold separately) to slide the base into position. T-option specifies transfer adhesive on the standard mounting base.

Instructions: Peel off paper backing and slip tool into center hole of base and slide both down shaft as one piece. Press to form a good bond, then slip tool off and continue with standard mounting instructions. A centering tool is highly recommended when using this option.

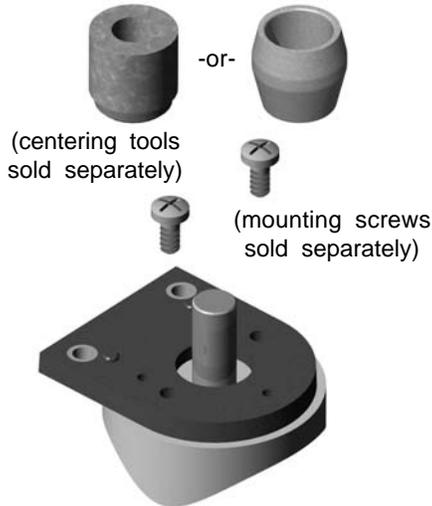
Transfer adhesive
.005 thick-



Assembly Instructions:

1. Base Mounting

Secure base to mounting surface using two or three screws. If a centering tool is used, slip it over shaft and into center hole of base. Tighten mounting screws. Remove centering tool.



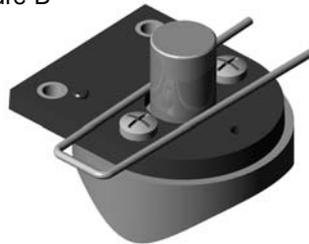
2. Spacer Installation

- For shafts less than 3/8", snap spacer tool clip around shaft. (Fig. A)
- For shafts equal to or larger than 3/8", place spacer tool next to shaft. (Fig. B)

Figure A



Figure B



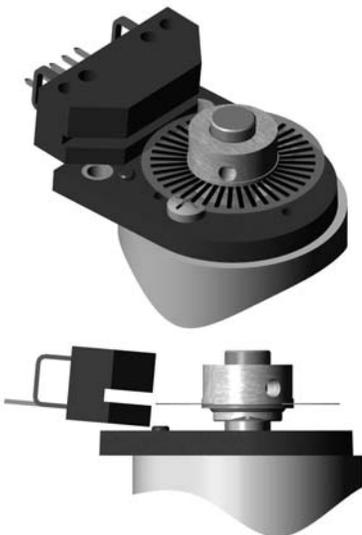
3. Hub Disk Assembly Installation

Slip hub disk assembly over shaft with disk side down until it bottoms out against spacer tool. Tighten set screw with hex wrench provided while pressing down on hub.



4. Encoder Module Installation

Slip optical module into position until two alignment pins slip into holes of module. Thick side of module should be out.



5. Cover Installation

Place cover over assembly and secure with two 4-40 x 5/8" screws (supplied).



Disk Optics:

Be sure to keep different diameters, resolutions and options separated. The resolution of the optoelectronic modules and the code wheels must match. Index and non-index parts cannot be mixed since the optical patterns are different. An identifier is stamped on each optoelectronic module.

For Agilent Modules (HEDS):

The 2-channel (non-index) version can be identified by a 9100 or 9200. The 3-channel (index) version can be identified by a 9140. One letter specifies the resolution as shown in the table below.

For US Digital Modules (EM1):

Only available in 3-channel (index) version and are identified by a 1 for 1" disk. The second number identifies the resolution as shown in the table below (*in italics*).

Disk	Standard	Index	Disk	Standard	Index
32	-	1-32	400	H	H
50	S	S	500	A	A
96	C	C	512	I	I
100	C	C	540	I	-
110	C	-	720	-	1-720
120	C	-	900	-	1-900
192	E	E	1000	B	1-1000
200	E	E	1016	J	-
250	F	F	1024	J	1-1024
256	F	F	1250	-	1-1250
360	G	G			

Accessories:

Spacer Tools:

SPACER-96 For shaft sizes <=.315".	Price: \$0.53
SPACER-4192 For shaft sizes .375" or .394".	Price: \$0.53

Hex Tools:

HEXD-3404 Hex driver, .050" flat-to-flat for 3-48 or 4-48 set screws.	Price: \$5.25
HEXW-349 Hex wrench, .050" flat-to-flat for 3-48 or 4-48 set screws.	Price: \$0.53

Base Mounting Screws:

SCREW-184 (qty. 3) 080 x 1/4"	Price: \$0.26
SCREW-176 (qty. 2) 256 x 1/4"	Price: \$0.26
SCREW-290 (qty. 2) 4-40 x 1/4"	Price: \$0.26

> Quantity shown are required for mounting.

Centering Tool:

This reusable tool provides a simple method for accurately centering the E2 base onto the shaft. It is recommended for the following situations:

- > When using mounting screws smaller than 4-40.
- > When using the 3-hole mounting pattern.
- > When using the T-option transfer adhesive.

CTOOL -

Price
\$5.25



Shaft Diameter:	
Code	Size
079	2mm
118	3mm
125	1/8"
156	5/32"
157	4mm
187	3/16"
197	5mm
237	6mm
250	1/4"
312	5/16"
315	8mm
375	3/8"
394	10mm

Absolute Maximum Ratings:

Parameter	Max.	Units
Vibration (5 to 2kHz)	20	g
Shaft Axial Play	±0.010	in.
Shaft Eccentricity Plus Radial Play	0.004	in.
Acceleration	250,000	rad/sec ²

> Note that radial play translates directly to position inaccuracy.

Torque Specifications:

Parameter	Torque
Hub Set Screw to Shaft	2-3 in.-lbs.
Cover (4-40 screws through cover into base)	2-3 in.-lbs.
Base to Mounting Surface	4-6 in.-lbs.
Base to Mounting Adapter Plate	4-6 in.-lbs.
Adapter Plate to Mounting Surface (4-40 screws)	4-6 in.-lbs.

Compatible Cables & Connectors:

5-pin Locking or Standard:

Locking	Standard	Description
CON-LC5	CON-C5-22*	Connector
CA-1094-1FT	CA-434-1FT	Connector on one end with 4 12" wires
CA-1095-1FT	CA-435-1FT	Connector on one end with 5 12" wires
CA-3935-6FT	CA-3934-6FT	Connector on one end of a 6' shielded round cable
CA-1630-6FT	CA-576-6FT	Connector on both ends of a 6' shielded round cable

* 22 AWG is standard. 24, 26 and 28 AWG are also available.

Attention:

- > The E2 and accompanying cables are typically designed for cable lengths of 6 feet or less; for longer cable lengths, the PC4 / PC5 differential line driver and accompanying cables are recommended.
- > Specify cable length when ordering.
- > Custom cable lengths are available. See the Cables / Connectors data sheet for more information.

Ordering Information:

Price:	Index/HiRes*:
\$40.95 / 1	\$50.37 / 1
\$36.44 / 10	\$44.82 / 10
\$31.07 / 50	\$38.22 / 50
\$27.53 / 100	\$33.86 / 100

Cost Modifiers:

- > Add \$6.00 for R-option.
- > Add \$6.00 for T-option.
- > Add \$3.00 for PKG1-option.
- > Add \$4.00 for PKG2-option.
- > Add \$7.00 for PKG3-option.

E2 -

CPR:	
32***	400
50	500
96	512
100	540**
110**	720***
120**	900***
192	1000
200	1016***
250	1024
256	1250***
360	

Shaft Diameter:	
Code	Size
079	2mm
118	3mm
125	1/8"
156	5/32"
157	4mm
187	3/16"
197	5mm
237	6mm
250	1/4"
312	5/16"
315	8mm
375	3/8"
394	10mm

Options: (specify in order shown)
I = Index (3rd channel)
E = Adds a cylindrical extension to the cover allowing for longer shafts.
H = Adds hole in cover to allow shaft to pass through.
A = Adds self-aligning shoulder to base.
3 = Changes diameter of all five base mounting holes to .125".
A3 = Adds self-aligning shoulder to base and changes diameter of all five base mounting holes up to .125".
G = Adds 1.812 mounting "ears" to base.
R = Adds 3-slot adapter to bottom of base.
T = Adds transfer adhesive to base.****

Packaging Options:

(default) = Encoder components packaged in bulk. One spacer tool and one hex driver per 100 encoders.
PKG1 = Each encoder packaged individually. One spacer tool and one hex driver per 100 encoders.
PKG2 = Each encoder packaged individually with one spacer tool and one hex wrench per encoder.
PKG3 = Each encoder packaged individually with one spacer tool, one hex wrench, and one centering tool per encoder.

Important: When a centering tool is needed it may be most cost effective to use the default packaging option and to order a centering tool separately. This is especially true when ordering a single encoder.

Notes:

- * Index / resolutions >=1000 CPR.
- ** Index option not available.
- *** 32, 720, 900, 1250 CPR only available with index.
- **** A centering tool is highly recommended when using T-option.

Technical Data, Rev. 01.17.07, January 2007
 All information subject to change without notice.