

Conception d'un dispositif portable d'assistance à la flexion de hanche durant la marche pour une personne hémiparétique

Mémoire présenté par
Quentin COPINE

en vue de l'obtention du grade de master en
ingénieur civil électromécanicien
Option : mécatronique

Promoteur(s)
Benoît HERMAN, Renaud RONSSE

Lecteur(s)
Florent MOISSENET, Benoît RAUCENT

Année académique 2017-2018

Arrivé au terme de ce mémoire, je tiens à remercier toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce travail.

Je tiens tout d'abord à remercier mes promoteurs, Messieurs R. Ronsse et B. Herman pour m'avoir permis de réaliser ce mémoire et m'avoir offert de leur temps.

Je remercie également Monsieur F. Moissenet pour son projet stimulant et porteur d'espoir.

Merci à ma famille qui m'a toujours soutenu et qui n'a jamais douté de moi.

Et enfin, je remercie tous les membres du jury, dont Monsieur B. Raucent, d'avoir accepté de porter un regard critique sur ce travail. D'emblée, je vous souhaite une agréable lecture...

Table des matières

INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 - FONDEMENTS	2
1.1 ANATOMIE ET RÉFÉRENCIEMENT DANS L'ESPACE	2
1.2 CYCLE DE MARCHÉ	3
1.3 HÉMIPLÉGIE.....	6
1.4 ETAT-DE-L'ART	9
1.4.1 Orthèses de rééducation et d'assistance aux personnes à mobilité réduite	9
1.4.2 Orthèses d'augmentation de capacité ou d'assistance en milieu professionnel	14
1.4.3 Analogie avec les exosquelettes pour la mobilisation des épaules	16
1.5 CAHIER DES CHARGES	17
CHAPITRE 2 – DESIGN CONCEPTUEL.....	19
2.1 ANALYSE FONCTIONNELLE.....	19
2.2 RECHERCHE DE SOLUTIONS	21
2.2.1 Graphe morphologique	21
2.2.2 Solutions combinées	33
2.2.3 Evaluation des solutions.....	50
CHAPITRE 3 – DIMENSIONNEMENT	61
3.1 DIMENSIONNEMENT DU MOTORÉDUCTEUR.....	61
3.1.1 Modèle de l'engrenage et rapport de réduction des poulies.....	61
3.1.2 Modèle du moteur et rapport de réduction de l'engrenage.....	62
3.1.3 Configuration du moteur et contrôleur	65
3.2 DIMENSIONNEMENT CONJOINT DES ARBRES, DES PALIERS, DES POULIES ET DU CÂBLE.....	66
3.2.1 Estimation de la position des éléments le long des arbres.....	66
3.2.2 Détermination des forces et moments appliqués sur les arbres.....	68
3.2.3 Choix des paliers et de leur montage	73
3.2.4 Montage des poulies	76
3.2.5 Dimensionnement des arbres	77
3.2.6 Dimensionnement des paliers	85
3.2.7 Pré-dimensionnement des poulies et du câble	87
3.3 MESURE DU COUPLE ET DES ANGLES	89
3.3.1 Mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée	89
3.3.2 Mesure de l'angle de flexion de la hanche saine	90
3.3.3 Mesure du couple d'assistance.....	91
3.4 PRÉ-DIMENSIONNEMENT DU MEMBRE MÉCANIQUE	93
3.5 RENDEMENT.....	96
3.6 PERSPECTIVES D'AMÉLIORATION	96
CONCLUSION	98
BIBLIOGRAPHIE	99
ANNEXE 1 – CAHIER DES CHARGES	102
ANNEXE 2 – TABLEAU MORPHOLOGIQUE	104
ANCORAGE	104

AJUSTEMENT	104
ACTIONNEUR	104
TRANSMISSION.....	105
GUIDAGE	106
TRANSPARENCE EN EXTENSION	106
MESURE DE L'ANGLE DE FLEXION.....	107
MESURE DU COUPLE FOURNI.....	108
DÉTECTION DES ÉVÉNEMENTS RELATIFS AU CYCLE DE MARCHÉ.....	108
ANNEXE 3 – BASE DE DONNÉES.....	109
ANNEXE 4 – ENGRENAGE GP 52 C.....	111
ANNEXE 5 – MOTEUR EC 40.....	112
ANNEXE 6 - DIMENSIONNEMENT	113
DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE	113
<i>Droite de Goodman</i>	114
<i>Droite de charge</i>	115
<i>Contraintes équivalentes limites</i>	118
DIMENSIONNEMENT EN STATIQUE.....	119

Introduction

De par le monde, de nombreuses personnes souffrent d'une lésion du système nerveux central qui conduit fréquemment à une paralysie d'un ou plusieurs membres. Quand le trouble moteur reste localisé sur la moitié droite ou gauche du corps, on parle d'hémiplégie. Les conséquences sur le système locomoteur sont variées : trouble de la coordination des mouvements, perte de souplesse et de mobilité, diminution de la tonicité musculaire, etc. La démarche devient asymétrique et induit une perte d'efficacité et d'équilibre, ainsi qu'une perte de densité osseuse dans le membre parétique et des blessures musculosquelettiques à l'autre.

C'est dans ce contexte qu'intervient la conception de dispositifs de rééducation motrice et d'assistance à la marche. Il a été démontré qu'ils peuvent améliorer la rééducation des personnes ayant subi ce type de traumatisme mais que celle-ci est limitée à un plateau de récupération. Face à ce constat, le Centre National de Rééducation Fonctionnelle et de Réadaptation - Rehazenter (Luxembourg) a mis au jour un projet de conception d'une orthèse de hanche en partenariat avec le Louvain Bionics (UCL). Son but est de mettre au point un dispositif portable permettant à un adulte hémiparétique présentant une faiblesse des muscles fléchisseurs de hanche d'augmenter sa flexion de hanche du côté lésé au cours de la marche, tout en la symétrisant avec le côté sain. En milieu hospitalier, ce dispositif facilitera le travail du thérapeute et lui permettra de dispenser des séances d'exercices plus fréquentes et plus efficaces pour une plus grande récupération. Ensuite, il apportera une prise en charge ambulatoire en assistant la personne lésée chez elle. De la sorte, la personne conservera une certaine autonomie et le membre lésé maintiendra son niveau de motricité par une mobilisation quotidienne.

Le travail qui vous est présenté pose les fondations de ce vaste projet. Dans la première partie, une étude succincte du traumatisme et de ses conséquences sur la démarche est fournie ainsi qu'un état-de-l'art des dispositifs d'assistance de hanche ou similaire. S'ensuit l'élaboration du cadre du projet et la rédaction du cahier des charges.

Le second chapitre présente diverses solutions imaginées pour répondre à la demande et apporte une critique détaillée de chacune d'elles au terme de laquelle la solution la plus prometteuse est sélectionnée.

Enfin, la dernière partie reprend le pré-dimensionnement du mécanisme choisi en vue d'alimenter une appréciation globale et de faire ressortir les points à approfondir.

Chapitre 1 - Fondements

Ce chapitre introduit le vocabulaire et les concepts requis pour la bonne compréhension de ce manuscrit, ainsi que le cahier des charges. Quelques termes utilisés en anatomie sont tout d'abord explicités. Ils sont suivis d'un rassemblement de données sur la cinématique de la marche et sur les conséquences de l'hémiplégie. Un état-de-l'art des divers dispositifs de mobilisation de la hanche est ensuite développé. Tout au long de ce chapitre, diverses observations sont mises en évidence car elles ont eu un impact sur la rédaction du cahier des charges. Finalement, le cahier des charges est présenté.

1.1 Anatomie et référencement dans l'espace

Tout d'abord, un bref rappel des différentes parties du corps est fourni à la Figure 1. Il vise principalement à bien différencier le membre inférieur de la jambe car ils sont couramment confondus. En effet, alors qu'un membre inférieur s'étend d'une hanche à la pointe d'un pied, la jambe, elle, se limite à la portion comprise entre le genou et la cheville de ce membre inférieur.

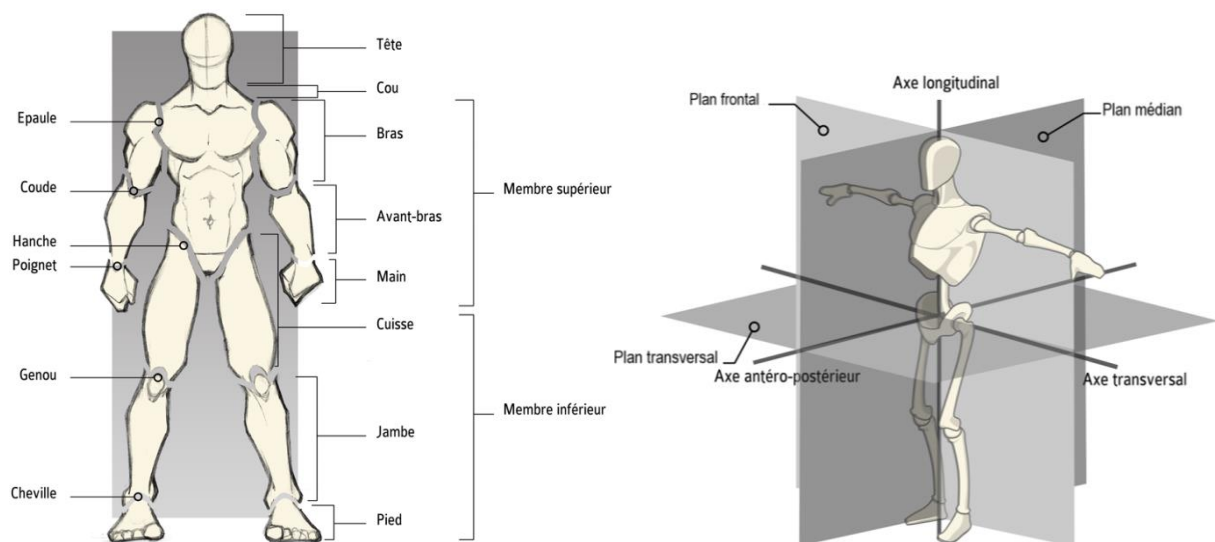


Figure 1 Fractionnement du corps humain et plans de référence (www.sci-sport.com).

Lorsqu'il faut positionner un élément sur le corps humain, on exprime généralement sa position par rapport à des plans de références et selon sa proximité avec la partie centrale du corps, le tronc. Le corps comprend trois plans de références dont l'intersection est le centre de gravité.

- Le plan frontal qui sépare la partie antérieure - l'avant - et la partie postérieure - l'arrière - du corps ;
- Le plan médian séparant symétriquement la moitié gauche de la moitié droite du corps ;
- Le plan transversal qui sépare le corps en une partie supérieure et une partie inférieure.

Parfois, il faut faire appel à des plans qui leurs sont parallèles, on parle alors respectivement de plans coronaux, sagittaux et horizontaux. Lorsqu'il faut exprimer une rotation, on la définit par rapport à l'un des trois axes de références se croisant à l'articulation concernée :

- L'axe antéro-postérieur traversant tous les plans coronaux ;
- L'axe transversal qui traverse les plans sagittaux ;
- L'axe longitudinal traversant les plans horizontaux.

Ces axes sont quant à eux définis par rapport à la position de repos du corps, c'est-à-dire verticale. Par exemple, l'axe longitudinal d'une hanche est solidaire de l'os fémoral peu importe l'orientation de la cuisse car, à l'équilibre, l'os fémoral est perpendiculaire aux plans horizontaux (Figure 2). Ainsi, l'axe longitudinal de la hanche correspond à tout moment à son axe de rotation interne-externe. On parle de rotation interne ou médiale de la hanche lorsqu'elle rapproche la face avant de la cuisse du plan médian, tandis qu'on utilise le terme externe ou latérale si elle l'éloigne. L'axe transversal correspond quant à lui à l'axe de flexion-extension de la hanche. La flexion indique que la cuisse se déplace vers l'avant du corps alors que l'extension indique un mouvement de recul. Finalement, l'axe antéro-postérieur se confond avec l'axe d'abduction-adduction. L'abduction correspond à un éloignement par rapport au plan médian, à l'inverse de l'adduction. Tout comme les épaules, chaque hanche présente trois degrés de liberté en rotation. Cette liberté de mouvement est permise par l'emboîtement d'os comprenant respectivement une tête et une cavité sphérique. Ce type d'articulation est nommé sphéroïde ou énarthrose. Les hanches présentent les amplitudes de rotations actives (a), c'est-à-dire pour une mobilisation volontaire des muscles, et passives (p), autrement dit via une mobilisation par un individu ou un dispositif externe, suivantes [1] :

- | | |
|---|--|
| - Flexion : 135° (a) - 145° (p) | - Extension : 20° (a) - 30° (p) |
| - Adduction : 20° (a) - 30°(p) | - Abduction : 45° (a) - 60° (p) |
| - Rotation médiale (ou interne) : 20°(a)-30°(p) | - Rotation latérale (ou externe) : 45°(a)-60°(p) |

Les muscles de la hanche et les mouvements qu'ils génèrent sont présentés à la Figure 3.

De plus, un vocabulaire spécifique est utilisé pour positionner un élément sur le corps.

- Proximal s'il est plus proche du point d'attache au corps;
- Distal s'il est plus éloigné du point d'attache au corps;
- Latéral s'il est plus éloigné du plan médian ;
- Médial s'il est plus proche du plan médian ;
- Médian s'il est situé sur le plan médian ;
- Antérieur ou ventral s'il se trouve à l'avant;
- Postérieur ou dorsal s'il se trouve à l'arrière;
- Supérieur ou crânial s'il est situé sur la partie haute en position debout ;
- Inférieur ou caudal s'il est situé sur la partie basse en position debout.

Précisons que, pour les pieds, la partie dorsale indique la partie supérieure tandis que l'inférieure est nommée plantaire.

1.2 Cycle de marche

La marche est une activité symétrique et coordonnée des membres inférieurs qui se décompose en cycles successifs. Chaque cycle se divise en une phase d'appui et une phase oscillatoire du membre inférieur correspondant. Quand l'un des deux membres inférieurs débute sa phase d'appui par

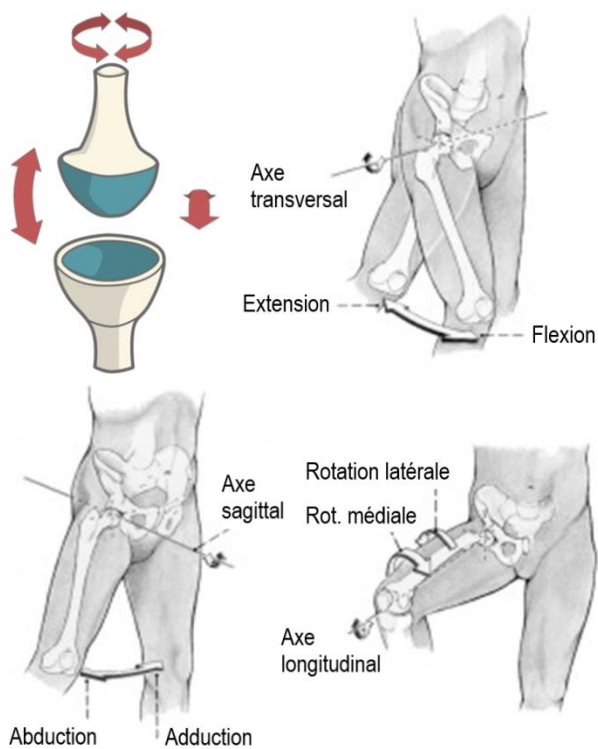


Figure 2 Les degrés de liberté de la hanche et leurs terminologies (www.sci-sport.com, www.corpshumain.ca).

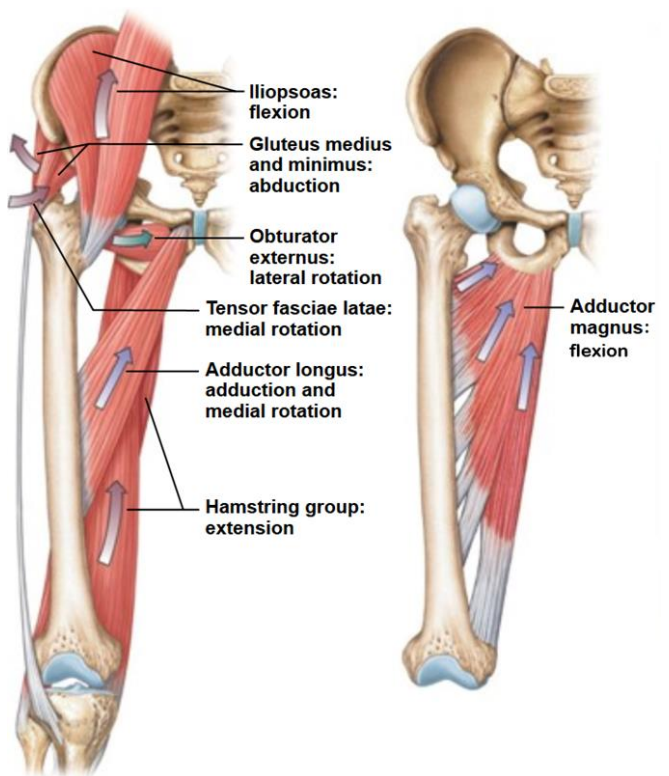


Figure 3 Muscles de la hanche et mouvements associés (www.slideplayer.com/slide/11566117).

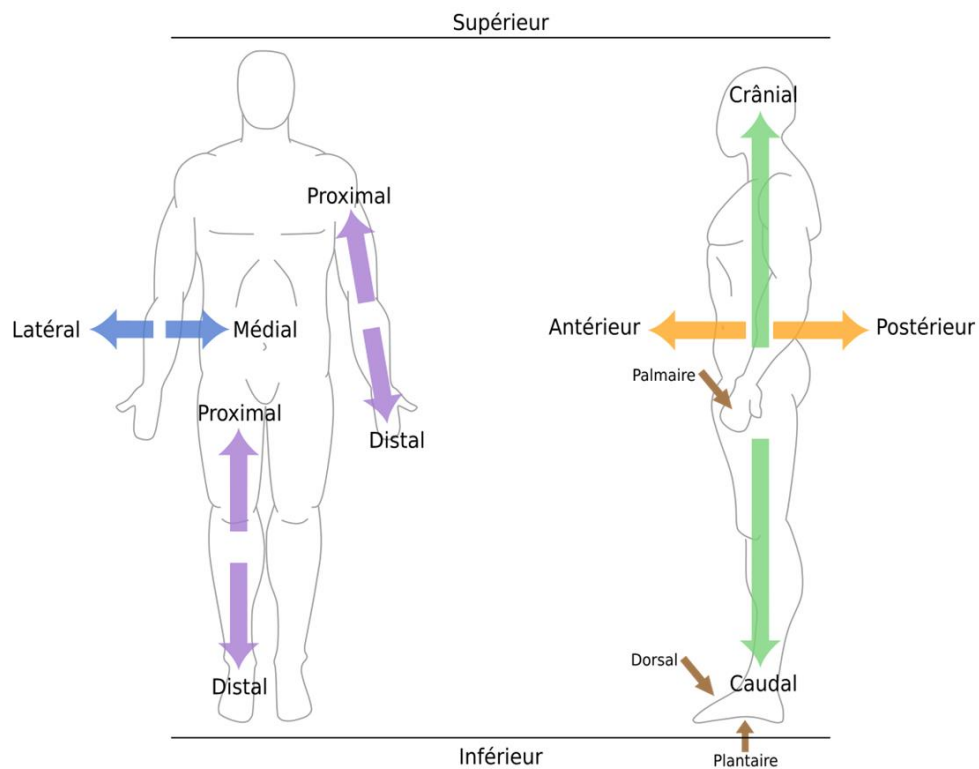


Figure 4 Termes de référencement propres au corps humain (<https://fr.wikipedia.org>).

l'apposition de son talon contre le sol, l'autre prépare sa phase oscillatoire par l'élévation de son propre talon. Par conséquent, contrairement à la course à pied, le cycle de marche présente des périodes de double appui durant lesquelles les deux pieds sont en contact avec le sol et au cours desquelles le poids du corps est transféré du membre terminant sa phase d'appui vers celui qui la commence.

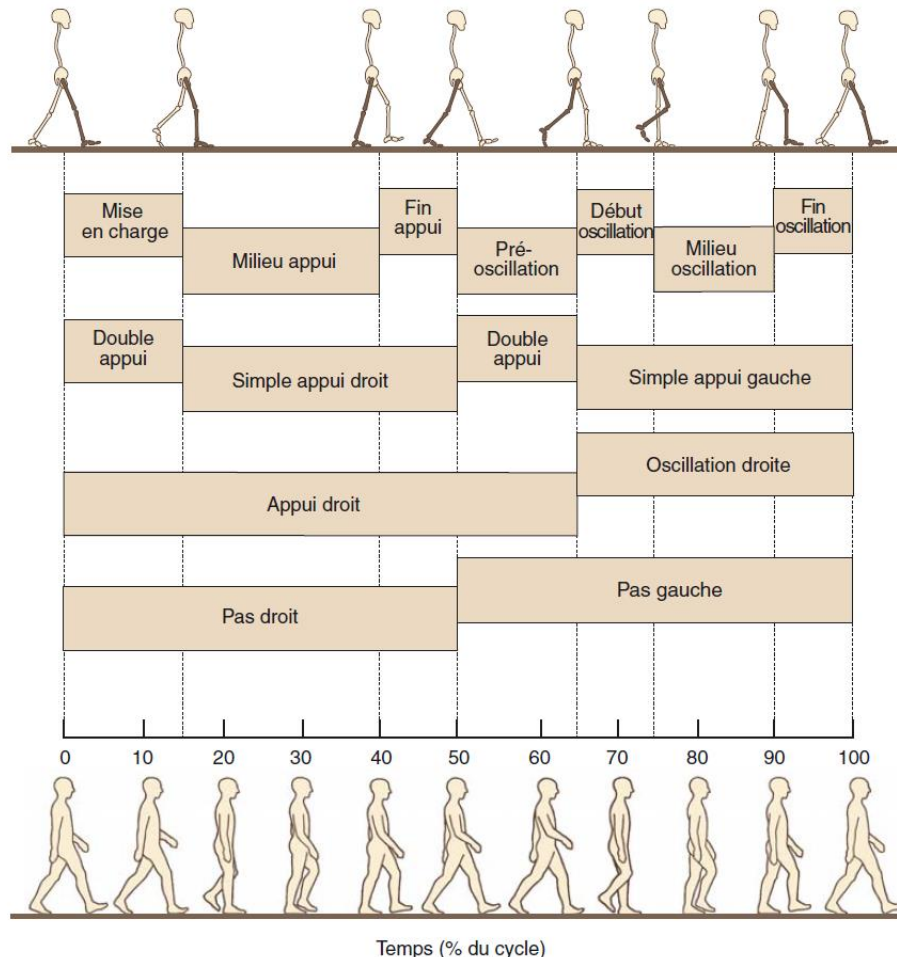


Figure 5 Division du cycle de marche [2].

A la Figure 5 [2], on voit l'évolution du cycle de marche du membre inférieur droit du point de vue cinématique. A 0% du cycle, le talon de ce membre entre en contact avec le sol alors que celui du second membre vient de le quitter. Débute alors une première période de double appui durant laquelle le poids du corps est transféré du membre gauche vers le droit. A environ 15%, cette période de double appui se termine avec le décollage des orteils du pied gauche et la phase oscillatoire commence donc pour le membre gauche tandis que le droit poursuit sa phase d'appui, au cours de laquelle la hanche effectue un mouvement d'extension. A l'instant où le membre inférieur droit est vertical, le centre de masse du corps est à son aplomb. Peu après, jusqu'à ce que le talon droit quitte le sol, le muscle psoas freine le mouvement d'extension de la hanche. Le décollage de ce talon est suivi de près par le contact du talon gauche avec le sol, à 50% du cycle, indiquant la fin de la phase oscillatoire du membre inférieur gauche et le début de la seconde période de double appui. Entre 50 et 65% du cycle de marche, le psoas et le grand adducteur amorcent la flexion de la hanche droite : c'est ce que l'on nomme la phase pré-oscillatoire. Dans le même temps, le poids du corps est

transféré du membre droit au gauche. A environ 65% du cycle, la phase de double appui se termine avec le décollage des orteils du pied droit, et la phase oscillatoire droite commence alors. Elle s'accompagne d'ailleurs par une élévation de la hanche droite par rapport à la gauche. La flexion de la hanche droite se poursuit jusqu'à 90% du cycle tandis que, durant les dix derniers pourcents, a lieu la première partie de son extension. La phase oscillatoire droite se termine par l'apposition du talon droit au sol à 100% du cycle de marche.

Tout au long du cycle, le bassin accompagne le mouvement des hanches tandis que la colonne vertébrale compense celui-ci par un mouvement opposé. De ce fait, lorsque le talon droit touche le sol, l'épaule gauche est en avant par rapport à la droite. Les membres supérieurs et inférieurs sont donc en opposition de phase.

L'assistance que l'on souhaite mettre en place s'applique sur la partie du mouvement de flexion de la hanche lésée qui a lieu lors de la phase oscillatoire du membre correspondant. Cette période commence donc vers 65% du cycle, à l'instant où les orteils du membre lésé sont censés quitter le sol, et se termine vers 90% du cycle, quand la hanche va entamer son mouvement d'extension pour ramener le talon au sol.

Les profils de position, vitesse, accélération et moment de force correspondants au déplacement de la hanche en flexion-extension durant un cycle de marche sont fournis à la Figure 6. Ils ont été générés sur base des données fournies par notre associé clinique. Ces dernières sont issues de mesures effectuées sur 54 personnes saines se déplaçant sur sol plat à allure spontanée. La durée moyenne d'un cycle de marche est de 1.12 seconde. Le moment de force et la puissance sont normalisés par la longueur du membre inférieur LL ainsi que le poids de l'individu BW.

Observations :

- Le déplacement de la hanche a un impact sur celui du genou et de la cheville.
- La hanche réalise également des mouvements d'abduction-adduction et de rotations internes-externes lors de la marche, qu'il ne faut pas gêner. Il en va idéalement de même pour le balancement des membres supérieurs.
- La flexion de hanche a lieu entre 65 et 90 % du cycle de marche, environ.
- A allure spontanée, l'angle de flexion varie entre -20° et 30° environ, la vitesse et l'accélération angulaires maximales lors de la période assistée, ainsi que sur tout le cycle, valent respectivement 2.95 rad/s et 25.18 rad/s². Le moment de force moyen et l'écart-type maximaux apparaissent au même instant du cycle, lors de la période d'assistance. Ils valent respectivement 0.156 et 0.031 Nm/(LL*BW). La puissance maximale à une moyenne de 0.0772 et un écart-type de 0.0237 W/(LL*BW).

1.3 Hémiplégie

De par le monde, de nombreuses personnes souffrent d'une lésion du système nerveux central constitué du cerveau, du bulbe rachidien et de la moelle épinière. Rien que pour cette dernière, on estime entre 250 000 et 500 000 le nombre de nouveaux cas chaque année [3]. Ces lésions, qui peuvent être vasculaires, tumorales, traumatiques ou infectieuses, conduisent fréquemment à une paralysie d'un ou plusieurs membres. Lorsque le trouble moteur reste localisé sur la moitié droite ou

gauche du corps, on parle d'hémiplégie. Si certains mouvements restent néanmoins possibles, on parle alors d'hémi-parésie. [4]

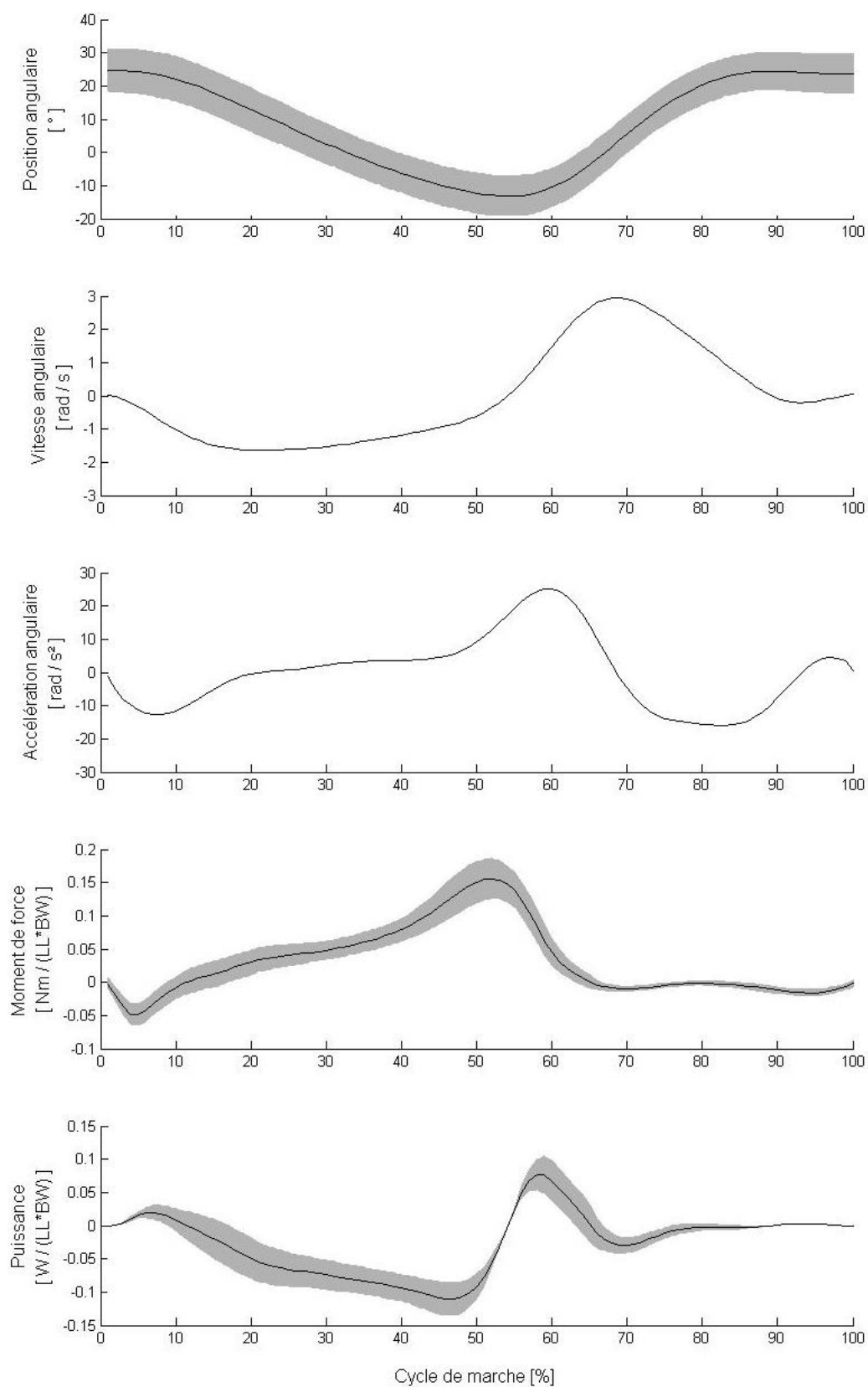


Figure 6 Cinématique et dynamique de la hanche en flexion (+) et extension (-) lors de la marche. Les courbes représentent les valeurs moyennes tandis que les parties grisées englobent les résultats à un écart-type de la moyenne.

Les conséquences sur le système locomoteur sont variées : tremblements, ataxie (trouble de la coordination des mouvements), hypermétrie (déplacements exagérés suite à une incapacité à interrompre le mouvement en temps voulu), amplitude de mouvement réduite, etc. Selon les cas, les muscles peuvent s'enraidir (contraction permanente induisant une perte de souplesse et de mobilité), on parle d'hémiplégie spasmodique, ou devenir hypotoniques (diminution de la tonicité musculaire), on parle alors d'hémiplégie flasque [5]. Au niveau de la séquence de marche, on constate que les hémiplégiques ont une phase d'appui plus courte du côté lésé, durant laquelle le genou subit une hyperextension afin d'éviter son flambement [6]. De plus, selon une étude de la démarche chez les patients avec ou sans atteinte neurologique (S. Schmid et al., *Secondary gait deviations in patients with and without neurological involvement: A systematic review*, 2013) citée dans [7], afin d'éviter que le pied lésé ne soit en contact avec le sol lors de la phase oscillante, les hémiplégiques ont tendance à surélever leur hanche lésée ainsi que le talon non affecté, et à effectuer un mouvement de fauchage¹. La démarche n'est donc plus symétrique. Cela induit une perte d'efficacité et d'équilibre, ainsi qu'une perte de densité osseuse dans le membre parétique et des blessures musculosquelettiques au membre inférieur non parétique [8].

C'est dans ce contexte qu'intervient la conception de dispositifs de rééducation motrice et d'assistance à la marche. Selon des études visant à étudier l'efficacité de la marche assistée par un dispositif électromécanique, dont les exosquelettes, dans le cadre de la rééducation suite à une lésion de la moelle épinière [9] ou à un accident vasculaire cérébral [10], il apparaît que la rééducation assistée par un exosquelette peut, selon les cas, réduire la spasticité, augmenter la capacité à marcher ainsi que la vitesse de marche. Néanmoins, la rééducation assistée électromécaniquement doit avoir lieu le plus tôt possible : les études ont montré que si elle a lieu plusieurs mois après l'apparition du problème, aucune amélioration significative de la capacité à marcher et de la vitesse de marche n'est obtenue : le patient a atteint un plateau de récupération [11]. Quoi qu'il en soit, la majorité des personnes en révalidation ne recouvre pas complètement leur capacité motrice. C'est pourquoi, la conception de dispositifs portables d'assistance à la marche pour un usage domestique a fait son apparition.

Observations :

- Le membre supérieur du côté lésé risque également d'être parétique. La version finale du dispositif devra donc pouvoir être installée par l'utilisateur à une main.
- Si la hanche présente une parésie, alors le genou du membre correspondant en présente une également. Dès lors, le dispositif ne devrait idéalement pas empêcher l'installation d'un second dispositif dédié, quant à lui, au genou.
- Les hémiplégiques développent une démarche particulière pour compenser leur parésie. Celle-ci doit être considérée pour que le dispositif fournisse une liberté de mouvement suffisante.

¹ Déplacement du membre inférieur raide dont le pied racle le sol et y décrit un demi-cercle

1.4 Etat-de-l'art

Cette section propose un tour d'horizon des divers systèmes électromécaniques de mobilisation d'une articulation sphéroïde telles que les hanches et les épaules, qu'ils soient commercialisés ou en développement.

Trois types d'exosquelettes sont utilisés en rééducation : les fixes, les mobiles et les portables. La différence entre les nommés *mobiles* et les *portables* est que les premiers soutiennent leur propre poids tandis que c'est à l'utilisateur de supporter le poids des seconds. Alors que les dispositifs fixes sont principalement utilisés en milieu hospitalier, les mobiles et les portables sont généralement destinés au marché domestique pour une utilisation à plus long terme. Ces trois catégories peuvent être subdivisées selon les articulations assistées (hanche, genou, cheville, ... ou une combinaison de celles-ci) ou selon le type d'actionnement (passif ou actif). On retrouve également des exosquelettes mobiles et portables en milieu industriel et militaire pour faciliter les tâches de l'utilisateur (compensation de la gravité pour la manipulation d'outils en hauteur, chaise d'appoint, etc.) ou pour accroître ses capacités (soulever et déplacer des charges lourdes, augmenter son endurance, etc.). Les domaines d'applications sont donc assez vastes, ce qui contribue à accroître leur développement.

1.4.1 Orthèses de rééducation et d'assistance aux personnes à mobilité réduite

Combinaisons souples

Comme mentionné dans [12], comparées aux exosquelettes rigides, les combinaisons souples ont l'avantage de s'ajuster naturellement à la morphologie du porteur, d'être plus légères et donc de réduire les répercussions sur la démarche et le coût métabolique supplémentaire que leur transport entraîne. Par contre, la force transmissible est moindre et la prise de mesures est plus complexe. En effet, l'élément de transmission entre l'actionneur et le membre inférieur se déformant sous une charge compressive et aucune articulation rigide du dispositif ne reliant le tronc à la cuisse du membre lésé, l'angle de flexion de la hanche ne peut être directement mesuré. Il doit alors être obtenu via des centrales inertielles et un traitement des mesures adéquat. Si cet angle n'est pas connu, la commande de l'actionneur doit alors se baser sur d'autres technologies telles que l'électromyographie.

Parmi les différentes transmissions souples [13], il y a notamment les câbles et les lanières. Il en suffit d'un pour actionner plusieurs articulations simultanément mais un seul sens est possible par articulation. Cela est visible à la Figure 7 [14] où le câble rouge sert à mobiliser la hanche et la cheville en flexion, tandis que le bleu mobilise la hanche en extension. Certains dispositifs combinent leur système électromécanique à une combinaison formée d'éléments élastiques (Figure 8 [15]) dans le but, non seulement, de mieux ajuster la combinaison, mais également d'emmagasiner de l'énergie lors des phases d'appui afin de la restituer lors de la phase oscillante. D'autres dispositifs font de même en prolongeant leur câble ou lanière par un ressort de traction (Figure 9) ou une bande élastique [16, 17] ; ce qui a pour autre avantage de filtrer les variations de l'assistance. L'actionneur peut soit se trouver au dos de l'utilisateur, soit à l'avant comme on peut le voir à la Figure 9 où le câble a été davantage écarté de la hanche afin d'augmenter le bras de levier et donc le couple d'assistance généré à la hanche pour une même force de tension exercée sur le câble.

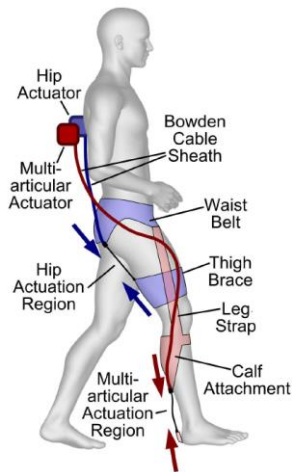


Figure 7 Orthèses actionnant simultanément différentes articulations aux moyens de câbles. [14]

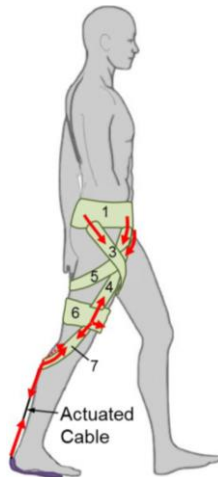


Figure 8 Combinaison formée d'éléments élastiques.[15]

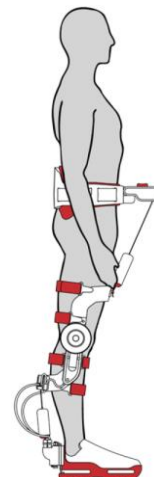


Figure 9 Orthèse intégrant un ressort dans le prolongement de son câble de traction.[16]

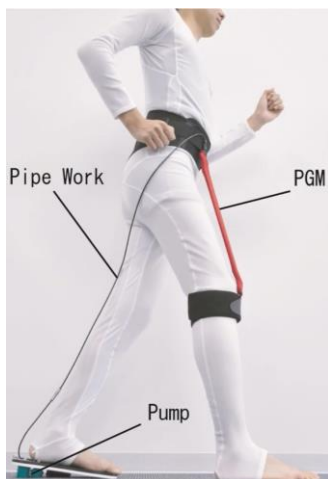


Figure 10 Orthèse pneumatique passive.²

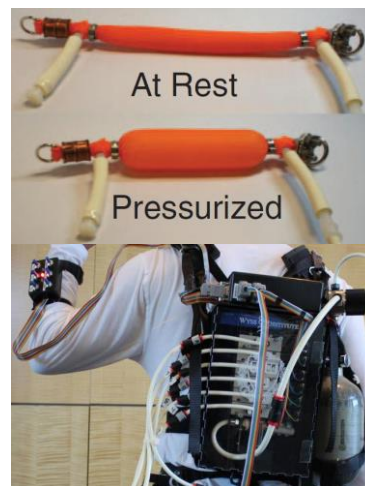


Figure 11 Orthèse pneumatique active.[18]

La transmission souple peut également être réalisée par des muscles artificiels pneumatiques. Ce sont des tubes qui se déforment élastiquement sous l'effet de la pression exercée à l'intérieur : plus la pression interne augmente, plus le tube se gonfle et donc plus son diamètre augmente tandis que sa longueur diminue. En réduisant sa longueur, le muscle artificiel va tirer sur le membre et ainsi le mobiliser. Il en existe par ailleurs plusieurs types [19]. On peut en voir un premier exemple à la Figure 10, où la pompe placée sous le pied du membre non assisté se charge en air durant la phase d'oscillation de ce dernier, correspondante à la phase d'appui du membre assisté, puis est actionnée lors de la pose du talon, correspondant au début de la phase de flexion de la hanche assistée, et envoie ainsi l'air sous pression dans le muscle artificiel pneumatique qui se gonfle et tire alors la cuisse lésée [20]. Un second exemple [18], présenté à la Figure 11, permet une réduction de 10% de l'énergie métabolique en assistant non seulement les hanches mais également les genoux et

² <https://www.youtube.com/watch?v=pB-bNXJqJrg>

chevilles. Afin d'alimenter l'ensemble, un réservoir d'environ 1 dm³ contenant de l'air comprimé à 306 bars a été utilisé et fournit une autonomie de 1 minute et 45 secondes seulement. L'autonomie est donc un problème important inhérent à la pneumatique dès que celle-ci est utilisée dans des dispositifs portables.

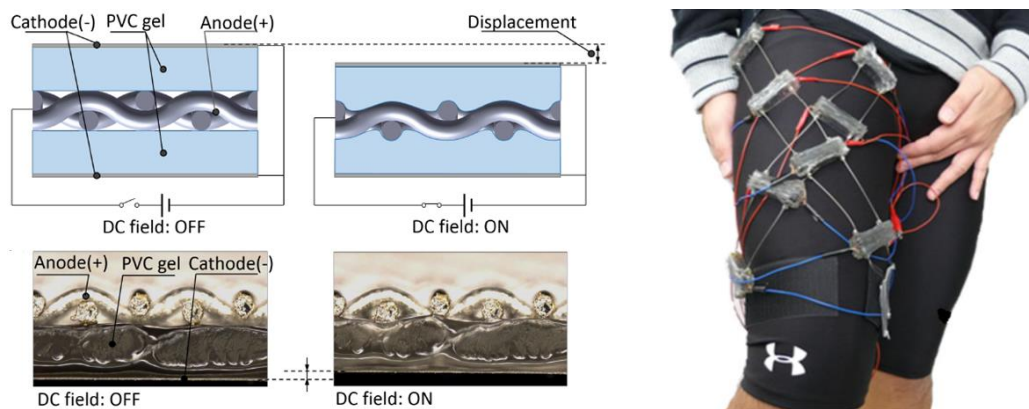


Figure 12 Orthèse de hanche actionnée par un gel en PVC (Université de Shinshu, Japon) : structure du gel en PVC et installation sur le corps.[21]

Une troisième technologie se base sur des matériaux dits intelligents. Ceux-ci sont caractérisés par la modification de leurs propriétés physiques sous l'effet d'une excitation. Un prototype est par exemple développé à l'université de Shinshu au Japon (Figure 12). Il est composé de portions de gels en polychlorure de vinyle placées sur les cuisses de l'utilisateur et parcourues d'anodes et de cathodes connectées à une source de tension continue. Sous l'application d'un champ électrique, le gel se contracte et assiste ainsi la flexion de la hanche. Sous 300 volts, la force totale exercée est de 5.64 newtons et permet, selon les chercheurs, de réduire l'activité du rectus femoris de 6%.[21]

Exosquelettes rigides

Parmi les exosquelettes rigides de rééducation et d'assistance aux personnes à mobilité réduite, rares sont ceux qui sont limités à la hanche comme le dispositif d'assistance à la marche commercialisé par Honda (Figure 13). Avec ces 2.7 kg, il est l'orthèse active de hanche la plus légère parmi celles consultées. Son but est de symétriser la marche du porteur et d'accroître sa foulée. Néanmoins, le couple maximum de 4 Nm fourni par le moteur placé à chaque hanche ne lui permet de viser qu'un public ayant une faible perte de capacité physique mais apte à se déplacer sans assistance. Il s'applique donc principalement aux personnes âgées. Sa petite batterie lithium-ion de 22.2 V et 1 Ah, ne lui fournit qu'une heure d'autonomie. Il est actuellement loué au Japon à environ 370 €/mois pour une durée minimale de location de 3 ans et a obtenu depuis peu le marquage CE.[22]

Un dispositif, également limité aux hanches, est actuellement développé par le BioRobotics Institute de Sant'Anna en Italie. Ce prototype, nommé CYBERLEGS (Figure 14), génère un couple d'assistance à chaque hanche de maximum 35 Nm et pèse 4.2 kg. Il présente une configuration de type Series Elastic Actuator qui est caractérisée par l'insertion d'un élément élastique entre l'actionneur et la charge afin, notamment, d'augmenter la compliance du dispositif. L'élément utilisé est un ressort de torsion ayant une raideur comparable à celle de la hanche, soit 100 Nm/rad. Sa déformation est mesurée via deux capteurs angulaires pour en déduire le couple appliqué.[23]



Figure 13 Exosquelette d'assistance à la marche commercialisé par Honda.



Figure 14 Prototype de l'orthèse CYBERLEGs développé par le BioRobotics Institute de Sant'Anna.

Comme mentionné précédemment, la plupart des exosquelettes s'étendent tout le long des membres inférieurs. Cela leur permet, non seulement d'assister chaque articulation, mais également de reprendre leur propre poids durant la phase d'appui afin que l'utilisateur, déjà lésé, n'ait pas à le supporter. Néanmoins, des béquilles sont souvent requises pour sécuriser la marche. Ces dispositifs assistent non seulement la marche mais parfois également la montée et la descente d'escaliers, et aident l'utilisateur à s'asseoir et se redresser. Pour ce faire, ils intègrent un ensemble de capteurs et différents modes de contrôle. L'exosquelette HAL (Figure 15), produit par la société Cyberdyne, est un bon exemple des diverses techniques de commande utilisées. Il se base, d'une part, sur la détection par des électromyogrammes des signaux biologiques envoyés par le cerveau aux muscles (mode volontaire) et, d'autre part, sur un système autonome qui identifie l'intention du porteur à partir de capteurs angulaires et de pression puis reproduit les signaux de commande stockés dans une base de données (mode autonome). Les signaux bioélectriques étant détectés avant l'activation naturelle des muscles, l'assistance est fournie presque simultanément à celle-ci. Cependant, ce mode n'est pas disponible aux personnes ayant une marche erronée. C'est notamment le cas des hémiplegiques dont certains sont sujets à des spasmes incontrôlés. Dans ce cas, le second mode est utilisé et l'intention de l'utilisateur est déterminée sur base des capteurs angulaires ainsi qu'en évaluant le décalage du centre de pression par rapport à sa position d'équilibre via des capteurs de pression implantés dans chaque chaussure. [24]

Certains exosquelettes sont également destinés aux paraplégiques. Ils supportent donc non seulement leur propre poids mais soutiennent également l'utilisateur. Pour ceux-là, d'autres techniques de commande existent. L'exosquelette ATALANTE de la société Wandercraft (Figure 16), par exemple, se compose d'un gilet intégrant une unité inertielle au niveau du torse dont le but est de détecter les déplacements du tronc : si l'utilisateur se penche en avant, le mode de marche s'active, si l'utilisateur se redresse, l'exosquelette s'arrête. Les virages sont quant à eux initiés en tournant les épaules dans la direction désirée [25]. D'autres systèmes, tels que l'exosquelette ATLAS 2030 de Marsi-Bionics (Figure 17) – destiné à des enfants de 3 à 14 ans ayant des troubles locomoteurs –, peuvent être commandés via un joystick [26].



Figure 15 Exosquelette HAL développé par la société Cyberdyne

(<https://exoskeletonreport.com/product/hal-lower-limb/>).



Figure 16 Exosquelette ATALANTE de la société Wandercraft

(<http://www.dailymotion.com/video/x2x8dz1>)



Figure 17 L'exosquelette ATLAS 2030 de Marsi-Bionics

(<http://www.marsibionics.com/products/?lang=en#/atlas-2020>)

Après avoir rassemblé un grand nombre d'informations, j'ai noté, pour ce qui est des exosquelettes rigides de rééducation et d'assistance aux personnes à mobilité réduite, une masse allant d'environ 3 à 4 kg lorsque le dispositif est localisé sur les hanches, et de 12 à 20 kg lorsqu'il s'étend tout le long des membres inférieurs. Ils sont généralement prévus pour des individus dont la masse peut atteindre 100 kg et fournissent un couple maximum allant de 4 Nm pour le dispositif de chez Honda à 40 Nm pour l'exosquelette Indego développé à l'université Vanderbilt aux USA en partenariat avec la société Parker Hannifin et le centre Shepherd. Les autonomies relevées vont de 1 à 6 heures mais cette information est sujette à caution car elle dépend de la batterie utilisée et de la consommation du dispositif sachant qu'ils ne fournissent pas tous la même assistance. Leur prix varie entre 50.000 et 100.000 euros selon l'exosquelette et certains sont également en location entre 350 et 1.000 euros par mois pour un contrat allant de 6 mois à 3 ans. Tous ne sont pas commercialisés en Europe mais certains, notamment les exosquelettes HAL et Indego, ont reçu le marquage CE.



Figure 18 Plateforme de rééducation. [27]

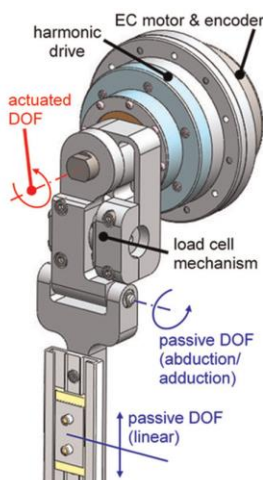


Figure 19 Plateforme de rééducation équipée d'un tapis de marche. (www.yikangshiye.com)

Plateformes de rééducation

En milieu hospitalier se trouve également des plateformes de rééducation. Certaines ne font que mobiliser une articulation (Figure 18) tandis que d'autres sont équipées d'un tapis de marche sur lequel le patient peut se déplacer en étant assisté par un exosquelette et soutenu par un harnais (Figure 19). Leurs mécanismes sont similaires à ceux des exosquelettes rigides prémentionnés.

1.4.2 Orthèses d'augmentation de capacité ou d'assistance en milieu professionnel

Pour soulever une charge

Lorsque l'on soulève une charge, on tend nos membres inférieurs et on redresse notre dos. On augmente donc l'angle compris entre notre ventre et nos cuisses. Cela revient à réaliser un mouvement d'extension des hanches. Les technologies utilisées pour réduire les contraintes lombaires, et donc la douleur, lors du soulèvement de charges pourraient donc être appliquées à l'assistance à la marche... pour autant que le mécanisme soit adapté afin d'induire un mouvement de flexion et non d'extension. De nouveau, il existe des systèmes passifs et des systèmes actifs. Les passifs requièrent un élément élastique tel que des sangles élastiques (Figure 21 a) ou des ressorts qui vont être étirés lorsque l'utilisateur s'accroupit pour saisir l'objet ou la personne à soulever, et ainsi générer un moment de force sur les hanches qui va aider leur extension et le redressement du dos. Une étude réalisée par des chercheurs de U.C. Berkeley et U.C. San Francisco sur le dispositif passif backX (Figure 21 b), développé par la société SuitX, a montré une réduction moyenne de 60% sur l'activité de quatre des muscles lombaires les plus sujets aux blessures. Les résultats sont résumés à la Figure 20 [28]. Ces dispositifs passifs ne visent donc pas tant l'augmentation de capacité mais plutôt la réduction des contraintes sur le corps pour des charges qu'une personne est capable de soulever sans assistance.

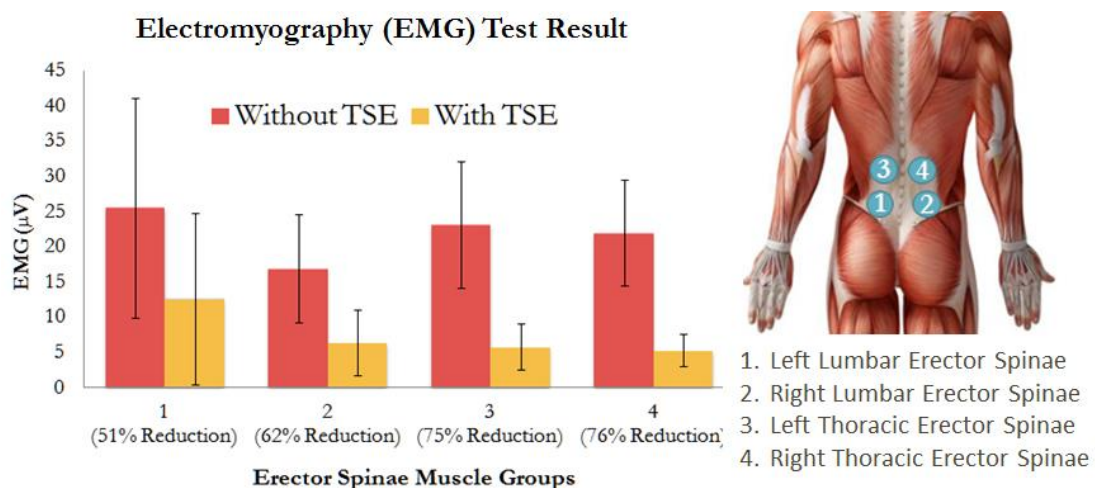


Figure 20 Activité de quatre muscles lombaires avec ou sans le port de l'exosquelette backX (TSE pour Trunk Support Exoskeleton).

Si l'on souhaite véritablement augmenter la charge soulevable, il faut alors se tourner vers des modèles actifs tels que le modèle lombaire HAL de chez Honda (Figure 21 c) et l'exosquelette, nommé Muscle Suit, commercialisé par la société Innophys (Figure 21 d-g). Le modèle lombaire HAL

[29] est composé d'un moteur électrique rotatif placé à chaque hanche afin d'exercer un couple d'extension sur celles-ci. Des capteurs sont placés sur les lombaires afin de détecter leur activité. Ce dispositif de 3 kg ne sert pas uniquement dans l'industrie : il peut également aider les aides-soignantes à soulever les patients. Le système Muscle Suit [30] repose quant à lui sur des muscles artificiels pneumatiques : sous l'effet de la pression interne, les muscles artificiels se contractent longitudinalement et tirent alors sur les câbles enroulant les poulies. Ces poulies, placées au niveau des hanches et solidaires des cuisses, exercent alors un couple d'assistance en extension sur les hanches. L'alimentation en gaz est fournie soit par un compresseur, soit par un réservoir. L'autonomie fournie par ce réservoir est néanmoins assez limitée car elle ne permet de soulever qu'une charge de 30 kg sur une hauteur de 0.4 mètre entre 15 et 20 fois. Le dispositif entier pèse quant à lui 7 kg dont 1.5 kg pour le réservoir. L'assistance est activée soit via un capteur buccal qui détecte quand la respiration augmente, signe d'un effort plus intense (Figure 21 f), soit via un interrupteur placé sous le menton et actionné par ce dernier (Figure 21 g).

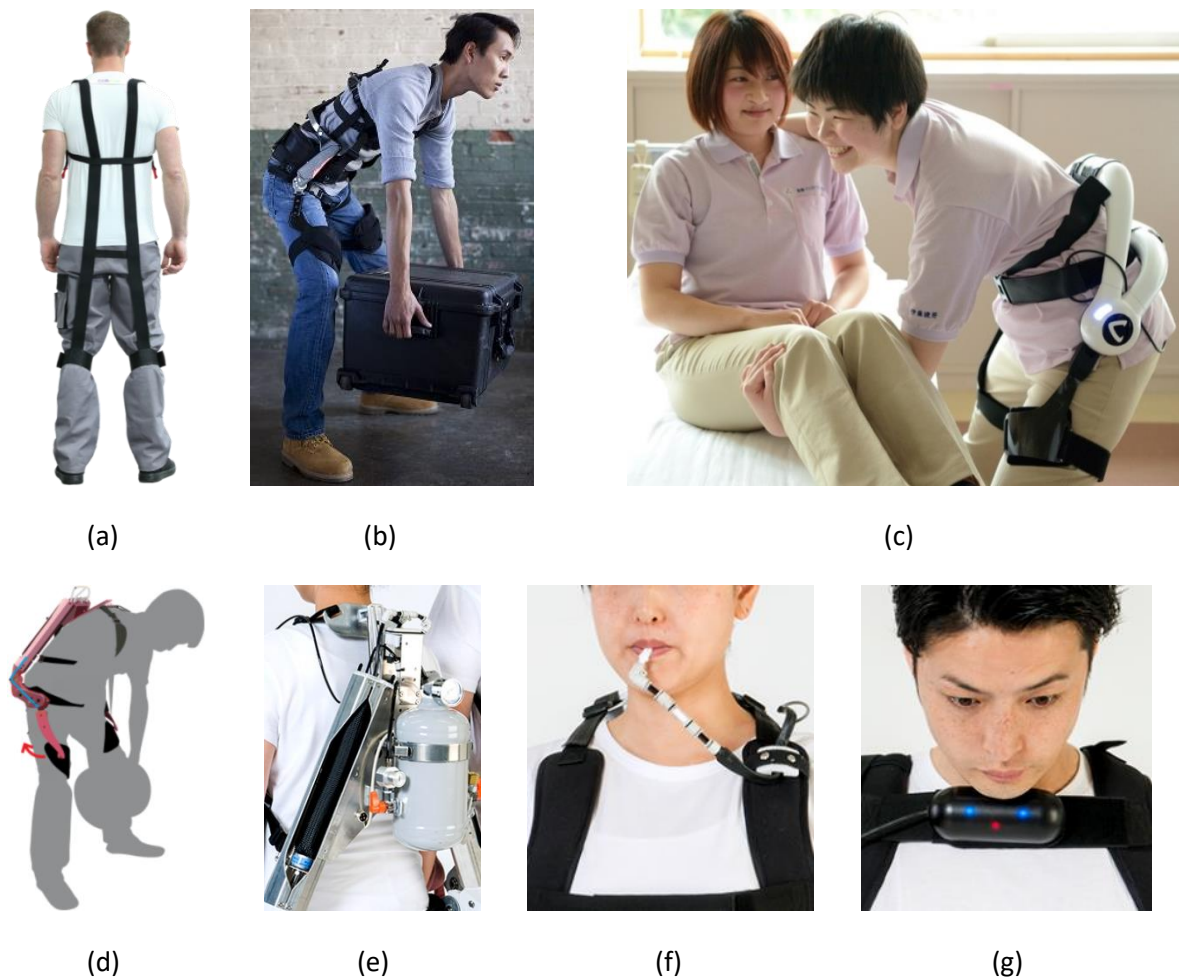


Figure 21 Orthèses utilisées pour soulever une charge : (a) système CORFOR³, (b) backX, (c) HAL⁴, (d) à (g) système Muscle Suit.

³ <http://corporate.groupe-rg.com/fr/innovations/corfor>

⁴ <https://www.seirei.ac.jp/news/detail.php?CN=171849>

1.4.3 Analogie avec les exosquelettes pour la mobilisation des épaules

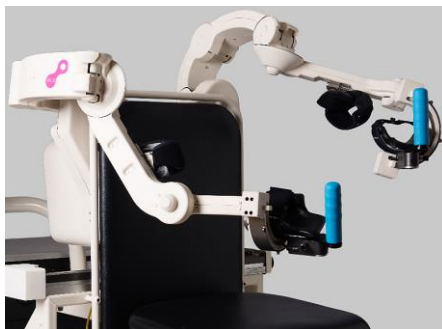
Les épaules ayant les mêmes degrés de liberté que les hanches, les dispositifs d'assistance qui leur sont appliqués sont autant de références potentielles pour notre projet. Parmi ceux rencontrés, la plupart servent à la rééducation en milieu hospitalier ou à l'assistance en milieu professionnel. Seuls les dispositifs Darwin (Figure 22 a) et ExoArm, développés par la société Focal Meditech, fournissent une assistance aux personnes présentant une perte de mobilité à un bras. Ils actionnent l'épaule et le coude afin d'aider la personne dans ses tâches quotidiennes : manger, boire, se brosser les dents, ouvrir une porte ou effectuer toute autre action dont le mouvement aurait été encodé. Un joystick permet également de sélectionner une position prédéfinie du bras afin de l'atteindre. Ces dispositifs ne sont pas supportés par la personne mais fixés à une chaise roulante prévue à cet effet.

Concernant les plateformes de rééducation, l'une d'entre elles a notamment retenu mon attention : c'est la plateforme ALEx de chez Kinetek (Figure 22 b). Celle-ci a la particularité de rassembler les actionneurs dans sa partie fixe afin d'alléger sa partie mobile. Les efforts sont alors transmis aux articulations du bras mécanique à l'aide de câbles et de poulies.

Pour finir, les systèmes utilisés en milieu professionnel intègrent généralement uniquement des ressorts et sont donc passifs (Figure 22 c). Ils soutiennent les bras du porteur afin de reporter leur poids, ainsi que celui de l'objet manipulé, sur son tronc. L'objet peut alors être tenu et déplacé avec un minimum d'effort.



(a)



(b)



(c)

Figure 22 Exosquelettes pour la mobilisation des épaules en milieu (a) domestique⁵, (b) hospitalier⁶ et (c) industriel⁷.

⁵ <http://www.focalmeditech.nl/en/content/darwing>

⁶ <http://www.wearable-robotics.com/kinetek/>

⁷ <http://www.exhauss.com>

Observations :

- Ajustement du dispositif à la morphologie du porteur.
 - Réduction de l'encombrement afin de minimiser les répercussions sur la démarche de l'utilisateur.
 - Réduction de la masse afin de diminuer le coût métabolique supplémentaire que son transport entraîne.
 - Prise de diverses mesures pour identifier la période à assister ainsi que le signal de commande à appliquer.
 - Autoriser diverses stratégies de commande.
 - Les orthèses portables n'assurent pas l'équilibre de l'utilisateur. Des chutes sont donc à prévoir. De ce fait, le dispositif devra être pensé pour y résister sans blesser l'utilisateur.
 - L'autonomie est généralement fortement limitée et l'est d'autant plus quand il s'agit d'orthèses portables.
 - Les prix actuels sont peu abordables pour un particulier.
-

1.5 Cahier des charges

L'objectif de ce mémoire est de concevoir une orthèse devant assister le mouvement de flexion de la hanche lésée chez une personne hémiparétique. L'intérêt de se concentrer sur cette articulation est que son mauvais fonctionnement a des répercussions sur les articulations inférieures : par exemple, un manque de flexion au genou peut être dû à un manque de flexion au niveau de la hanche [31]. Par conséquent, corriger les défauts au niveau de la hanche se révèle indispensable à la récupération d'une marche physiologique et pour valoriser les actions thérapeutiques menées sur les articulations distales du membre inférieur lésé.

Plus précisément, c'est la part du mouvement de flexion de la hanche parétique ayant lieu lors de la phase oscillante du membre inférieur correspondant et pour laquelle une insuffisance est détectée, qui doit être assistée. Cela a pour but d'accroître la flexion de la hanche et de symétriser la marche afin de retrouver une démarche saine. C'est la fonction principale FP1 à laquelle le dispositif doit répondre. A cette fin, le dispositif ne devrait pas gêner excessivement les autres mouvements de l'utilisateur et devrait permettre le test de différentes stratégies de commande. Cela sous-entend, d'une part, une certaine liberté de mouvement de la hanche ainsi qu'une masse limitée ; et, d'autre part, que le dispositif doit être programmable afin d'adapter la commande à différentes stratégies et qu'il doit être adapté à divers environnements, notamment une piste de marche, un plan incliné ou un escalier. Qui plus est, à partir des données fournies par l'associé clinique (Figure 6), une vitesse maximale de rotation en flexion de 2.95 rad/s ainsi qu'un couple d'assistance maximal de 110 Nm a été décidé afin de fournir 50% du couple de flexion requis à la hanche chez une personne pesant 120 kg et ayant une longueur des membres inférieurs de un mètre.

La seconde fonction à remplir (FP2) est l'ancrage de l'appareillage au corps de l'utilisateur. La population visée est une population adulte dont les membres, hommes et femmes, présentent une masse maximale de 120 kg.

Le dispositif doit permettre l'enregistrement (FP3) des paramètres, ainsi que des mesures prises par les différents capteurs composant la solution. Ces capteurs devront au minimum mesurer (FP4) l'angle de flexion-extension de la hanche lésée ainsi que celui de la hanche saine, le couple fourni par l'actionneur et ils devront également permettre le suivi du cycle de marche. Tout cela sous une fréquence de mesure de minimum 100 Hz. Le but est d'en déduire le signal de commande adéquat à appliquer et d'analyser la qualité de l'assistance.

Finalement, le dispositif doit jouir d'un mode passif (FP5) autorisant la prise de mesure, dont l'intérêt est de rendre le dispositif mécaniquement transparent.

En plus de ces fonctions, le dispositif doit prendre en compte diverses contraintes dont la principale est la sécurité de l'utilisateur (C1). Le retrait du dispositif ne doit pas requérir la destruction d'un composant (C2). Il doit également pouvoir être ajusté à la morphologie de l'utilisateur (C3) afin d'améliorer le confort de ce dernier et empêcher le déplacement de la structure. La synchronisation avec d'autres appareils, notamment la motion capture, doit être permise (C4). Le dispositif ne doit pas gêner, non seulement, la marche spontanée du patient côté sain, mais également la position assise (C5). Pour finir, il doit pouvoir résister à divers chocs (C6), notamment à l'impact dû à une chute.

Toutes les fonctions, les contraintes et les exigences qui s'y rapportent sont intégrées dans le cahier des charges disponible en annexe 1.

Chapitre 2 – Design conceptuel

Partant du cahier des charges, nous allons identifier les fonctions techniques que doit remplir le système. Ensuite, des solutions potentielles seront développées et comparées afin de mettre en évidence celle qui répond le plus aux spécifications et qui fera l'objet d'un pré-dimensionnement dans le chapitre suivant *Chapitre 3 Avant-projet*.

Nous suivrons donc le cheminement suivant :

- Analyse fonctionnelle
- Recherche de solutions
- Comparaison des solutions

2.1 Analyse fonctionnelle

Avant toute chose, il convient de faire ressortir du cahier des charges les fonctions qui devront être remplies par le système, de les organiser temporellement et de les classer selon leur importance. Cela permettra d'avoir une vue d'ensemble du problème et de définir le cadre du projet.

Pour ce faire, un graphe des fonctions a été élaboré (Figure 23). On y retrouve les fonctions principales en encadré continu, les fonctions secondaires en encadré discontinu, les flux externes en encadré arrondi à traits discontinus et le tout organisé autour d'états définis par des encadrés arrondis continus et connectés par des flux principaux en ligne continue. Les flèches hachurées indiquent que la fonction cible ne peut être réalisée tant que cette entrée est vérifiée : par exemple, tant que le bouton d'arrêt d'urgence est enclenché, le dispositif ne peut être activé et les capteurs ainsi que l'actionneur ne sont plus alimentés. Le symbole en forme d'éclair renseigne quant à lui les fonctions qui requièrent une source d'énergie.

Le graphe est divisé en 4 sections : l'installation, la partie externe, la partie portable et le retrait du dispositif. Comme son nom l'indique, l'installation est caractérisée par le placement et l'ajustement du dispositif sur l'utilisateur. La partie externe va, quant à elle, gérer l'alimentation du dispositif, le contrôle de l'assistance, et donc l'activation et l'arrêt de celle-ci, ainsi que l'enregistrement des mesures. Du fait que le projet actuel vise un prototype et non un appareil commercialisable, il a été décidé que la source d'énergie ainsi que l'électronique de contrôle pouvaient être retirées de la partie portable. En effet, à ce stade, le prototype pourrait aussi bien être connecté au réseau électrique du laboratoire de mesure via un chargeur plutôt qu'à une batterie, et cela afin d'éviter les désagréments liés à l'autonomie. De plus, comme les tests se feront principalement en laboratoire, il est préférable de contrôler le système en temps réel à partir d'un ordinateur et d'y enregistrer les données plutôt que de sauvegarder et extraire les informations dans une mémoire intégrée à la partie portable avant et après chaque test. A cela s'ajoute le signal de synchronisation qui peut être émis directement de l'ordinateur servant alors de lien avec les autres appareils de mesure du laboratoire.

Concernant l'arrêt d'urgence, il pourrait être assuré, d'une part, par le thérapeute via son ordinateur et, d'autre part, par l'utilisateur via un interrupteur placé sur le câble d'alimentation. Par

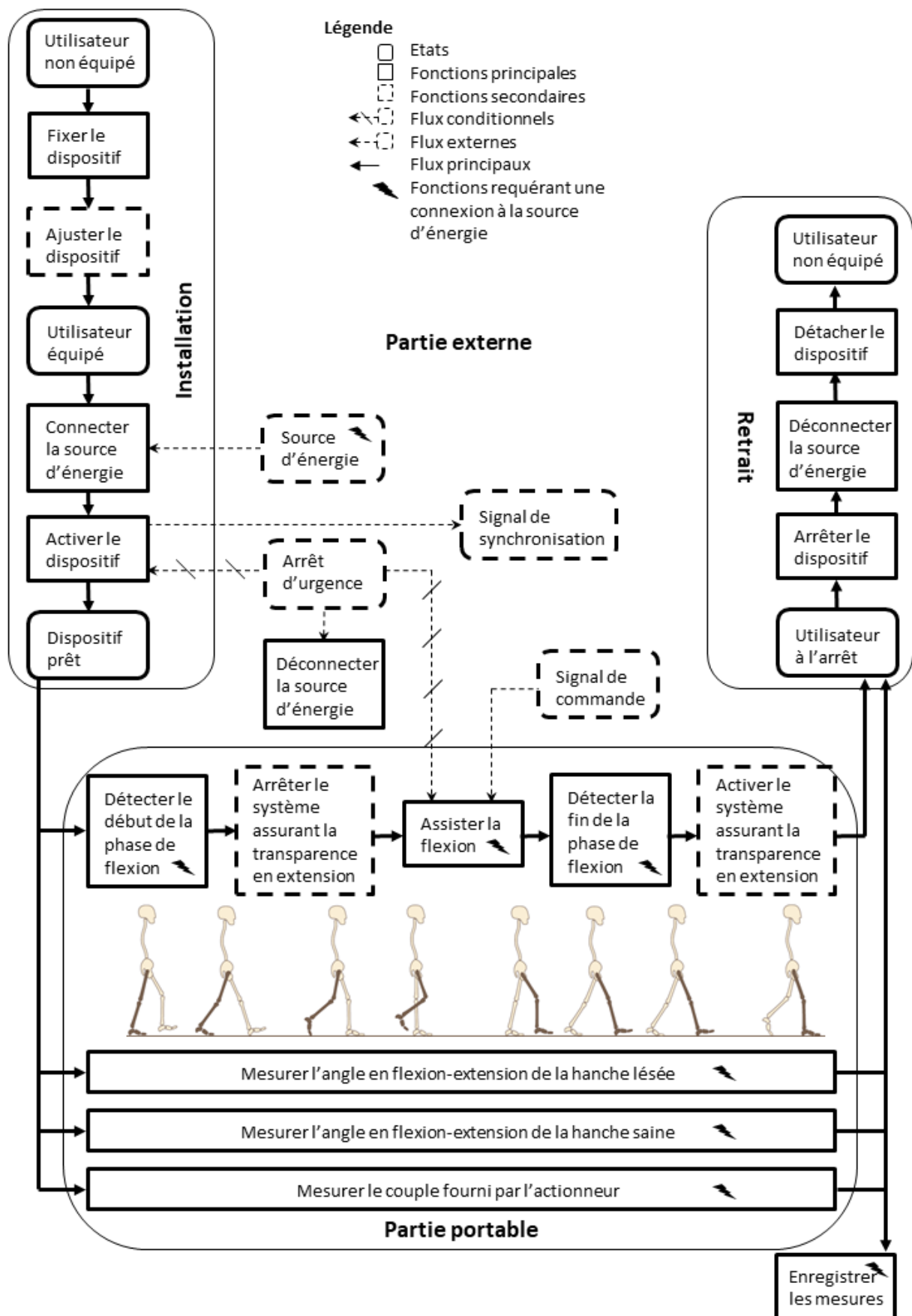


Figure 23 - Graphe des fonctions.

conséquent, la partie portable, qui est l'objet de la conception, doit contenir au minimum le système électromécanique d'assistance en flexion de la hanche lésée, ainsi que les capteurs effectuant les mesures requises par le cahier des charges. Ces mesures doivent non seulement fournir les angles en flexion-extension de la hanche saine et de la hanche lésée, ainsi que le couple fourni par l'actionneur, mais également apporter des informations permettant la détection d'événements relatifs au cycle de marche. Plus précisément, ce sont le début et la fin de la phase de flexion qui nous intéressent étant donné qu'ils délimitent la période d'assistance. On retrouve également l'activation et l'arrêt du système assurant la transparence en extension. Ces derniers sont des fonctions secondaires car ils ne sollicitent pas forcément un système mécanique ou électromécanique supplémentaire : la transparence pourrait, par exemple, être obtenue par une commande spécifique de l'actionneur. La dernière section du graphe des fonctions détaille le retrait du dispositif.

2.2 Recherche de solutions

A travers cette section, différentes combinaisons de solutions sont élaborées. Pour commencer, un graphe morphologique est présenté au Tableau 1. Il reprend un ensemble de solutions à chaque fonction technique. Un tableau plus détaillé est fourni en annexe 2.

2.2.1 Graphe morphologique

Fonctions techniques	Solutions		
Ancrer	1. Ceinture	2. Bretelles	3. Cuissard
Ajuster	1. Boucle de ceinture 4. Sangle à cliquet	2. Velcro 5. Glissière et accessoire de serrage	3. Grenouillère 6. Pivot réglable
Actionner	1. Vérins 4. Eléments passifs	2. Muscles artificiels pneumatiques 5. Matériaux intelligents	3. Moteurs électriques 6. Moteur thermiques
Transmettre un mouvement mécanique	1. Poulies et courroie 4. Engrenages 7. Vis et poulie 10. Câble Bowden 13. Système 4-barres	2. Roues dentées et chaîne 5. Joint de Cardan 8. Treuil 11. Elément rigide 14. Transformation du mouvement	3. Roues de friction 6. Accouplement Oldham 9. Palan 12. Came et suiveur

Guider	1. Liaison ponctuelle 4. Appui plan 7. Pivot glissant 10. Glissière	2. Liaison linéaire rectiligne 5. Rotule 8. Pivot	3. Liaison linéaire annulaire 6. Rotule à doigt 9. Glissière hélicoïdale
Assurer la transparence en extension	1. Réversibilité 4. Accouplement par adhérence	2. Asservissement à couple nul	3. Accouplement par obstacle
Assurer la transparence en stand-by	Se référer aux solutions de la fonction « Assurer la transparence en extension » ; auxquelles s'ajoutent les techniques manuelles.		
Assurer la transparence hors alimentation	Se référer aux solutions de la fonction « Assurer la transparence en stand-by » ; auxquelles sont retirées les techniques qui nécessitent la participation de l'actionneur.		
Mesurer l'angle de flexion de la hanche lésée	1. Potentiomètres 4. Capteurs à effet Hall 7. Capteurs capacitifs de mesure de position 10. Accéléromètres	2. Codeurs absolus 5. Transformateur différentiel à variation linéaire 8. Gyroscope capacitif	3. Codeurs incrémentaux 6. Résolveur 9. Tachymètres
Mesurer l'angle de flexion de la hanche saine	Se référer aux solutions de la fonction « Mesurer l'angle de flexion de la hanche lésée. »		
Mesurer le couple fourni	1. Couplemètres 4. Capteur de courant	2. Capteurs de force 5. Mesure d'une accélération et connaissance des inerties	3. Mesure d'une déformation élastique via des capteurs de position
Détecter des événements relatifs au cycle de marche	1. Détection de l'impact lors de la pose du talon 4. Télémétrie	2. Détection du contact entre le pied et le sol 5. Mesure de l'angle de flexion de la hanche	3. Analyse du déplacement du centre de pression 6. Electromyogramme

Tableau 1 - Graphe morphologique.

Une discussion des solutions proposées pour chaque fonction technique va être réalisée afin de nourrir les réflexions qui seront développées par la suite. Le but n'est donc pas d'établir un classement des solutions pour chaque fonction mais de noter les caractéristiques de chacune afin de choisir, le moment venu, celle qui convient le mieux à la solution combinée envisagée.

Ancrer

Avant même de penser au système électromécanique, il convient de s'assurer qu'il pourra être porté par le patient. La connexion au corps se doit d'être suffisamment souple pour s'adapter à la morphologie de l'utilisateur et ainsi lui assurer une expérience plus agréable... tout en ayant une partie suffisamment rigide pour y fixer la structure sur laquelle seront placés les composants électromécaniques. Des éléments d'ancrage au corps ont déjà été pensés, notamment en orthopédie. Ceux-ci pourront être adaptés à notre application en leur fixant une structure rigide qui servira de bâti pour les composants électromécaniques.

Ajuster

L'ancrage au corps, tout comme la chaîne cinématique, doit pouvoir être ajusté à la morphologie de l'utilisateur. Il est important de garder à l'esprit que le dispositif vise des personnes hémiplegiques dont certaines ont perdu en partie ou totalement la motricité d'une de leurs mains. Maintenir une extrémité de ceinture ou de bandage d'une main afin de positionner l'autre extrémité avec la seconde main n'est donc pas aisé. Tout réglage quotidien doit pouvoir être fait d'une seule main. C'est dans cette optique que des mécanismes de serrage tels que la grenouillère et la sangle à cliquet sont intéressants. Une simple bande velcro composée d'une boucle à une extrémité permettant d'y glisser la seconde extrémité et de la faire revenir sur elle-même en tirant dessus peut également être envisagée.

Pour ce qui est de l'ajustement du mécanisme, il semble plus judicieux qu'il soit réalisé par le thérapeute lors de la première installation sur le patient et vérifié lors de rendez-vous ultérieurs. En effet, selon la solution combinée envisagée, il faudra aligner l'axe de flexion du dispositif avec celui de la hanche lésée ou modifier certains paramètres du contrôleur. De plus, le thérapeute doit s'assurer que tous les éléments sont correctement placés afin d'éviter tout danger à l'utilisateur et toute détérioration inopinée du mécanisme. Les réglages du mécanisme sont donc difficilement gérables par un individu hémiplegique sans l'aide d'une personne qualifiée... d'autant plus que celui-ci se situe du côté lésé.

Actionner

L'actionneur est sans doute l'élément principal à considérer dans un système mécanique car le choix des autres composants dépendra de lui : un mécanisme basé sur de la pneumatique est totalement différent d'un mécanisme basé sur un moteur électrique. Le dispositif devant être transporté par une personne, une attention particulière sera portée à la puissance massique et volumique des divers actionneurs, ainsi que sur leur dangerosité. Il en sera de même pour la complexité de la commande qui peut entraîner un mouvement erroné et donc un risque de chute pour l'utilisateur.

Concernant les vérins, il en existe trois sortes selon la source d'énergie utilisée : les vérins pneumatiques, hydrauliques et électriques. Le principe de fonctionnement des deux premières

sortes est le même : le vérin, consistant en un cylindre divisé en deux chambres isolées l'une de l'autre par un piston, est alimenté d'un côté par un fluide (gaz ou liquide) qui fait pression sur le piston, entraînant ainsi son déplacement. Selon que le fluide peut être inséré dans les deux chambres alternativement ou dans une seule, nous avons respectivement affaire à un vérin à double ou à simple effet. Les vérins à simple effet comprennent également un ressort pour assurer le mouvement de retour. Pour ce qui est des vérins électriques, leur fonctionnement est tout autre : ils se basent sur un système vis-écrou dont le mouvement est généré par un moteur électrique rotatif intégré. Pour certains, la tige subit non seulement une translation mais également une rotation. Le Tableau 2, issu d'un catalogue de la société SKF, synthétise les caractéristiques de ces trois types de vérins. Contrairement aux vérins électriques, les vérins hydrauliques et pneumatiques présentent un faible rendement ainsi qu'une complexité de contrôle élevée. De plus, ces deux types de vérins nécessitent un réservoir ou une pompe. Leur encombrement est donc également plus important. Par contre, la transmission par gaz a l'avantage d'avoir une faible raideur : cela induit une plus grande tolérance aux chocs et une impédance apparente plus faible [32].

	Vérins électriques	Vérins hydrauliques	Vérins pneumatiques
Capacité de charge	Très élevée	Très élevée	Elevée
Durée de vie	Très longue	Peut être longue si bonne maintenance	Peut être longue si bonne maintenance
Vitesse	Très élevée	Elevée	Très élevée
Accélération	Très élevée	Très élevée	Très élevée
Raideur	Très élevée	Elevée	Très faible
Résistance aux chocs	Très élevée	Très élevée	Elevée
Rendement	> 80 %	< 50 %	< 50 %
Maintenance	Très faible	Très élevée	Elevée
Installation	Très facile	Difficile	Très difficile
Asservissement en position	Très facile	Complexe	Très complexe
Précision de positionnement	Très élevée	Moyenne	Faible
Conséquences environnementales	Faible	Risque important de fuites	Niveau sonore élevé

Tableau 2 - Tableau comparatif des vérins d'après le catalogue SKF.

Dans la lignée des vérins pneumatiques, diverses configurations de muscles artificiels pneumatiques ont été conçues [19]. Ceux-ci s'apparentent à un ballon dans lequel on injecte un gaz. Plus on augmente la pression à l'intérieur, plus la membrane va se déformer : son diamètre va augmenter tandis que sa longueur va diminuer. En injectant un gaz, on induit donc une contraction longitudinale. Quoi qu'il en soit, ce système possède les mêmes inconvénients que les vérins pneumatiques : complexité de contrôle, encombrement, etc. Il est néanmoins utilisé dans certaines applications, notamment pour sa compliance. En effet, de par la compressibilité des gaz et l'élasticité de sa membrane, le muscle artificiel va se déformer d'après les efforts qui lui sont appliqués.

En robotique, pour de faibles puissances, les actionneurs les plus couramment rencontrés sont les moteurs électriques et plus particulièrement les moteurs à courant continu lorsque l'application requiert l'intégration d'une source d'énergie au sein du dispositif. De fait, à moins d'incorporer un onduleur, les batteries génèrent du courant continu. Il existe une multitude de moteurs électriques

différents, que ce soit pour induire un mouvement de translation ou de rotation. Une étude visant à comparer les différents moteurs linéaires a été réalisée par S. Chevailler dans le cadre de sa thèse [33]. Une comparaison des moteurs rotatifs est quant à elle proposée dans l'ouvrage rédigé par P.L. Hurricks [34]. A ce stade, il serait prématuré de sélectionner une structure précise de moteur électrique. Toutefois, il est intéressant de noter que les inconvénients principaux des moteurs DC rotatifs découlent de l'utilisation d'un collecteur tournant pour assurer l'alimentation du rotor. Les frottements qui s'y produisent occasionnent une perte d'énergie, une usure prématurée du moteur ainsi que l'apparition d'arcs électriques qui parasitent les circuits [35]. Palliant à ces défauts, des moteurs DC sans balais ont été développés. Les bobines du rotor ont été remplacées par des aimants permanents et le stator est quant à lui composé de plusieurs bobines alimentées séquentiellement. Le retrait du collecteur tournant implique une durée de vie, un rendement, ainsi qu'une puissance massique et volumique accrus. Le revers de la médaille est une commande plus complexe qui nécessite la mesure de la position du rotor. Néanmoins, ce type de moteur est de plus en plus répandu ; son coût est donc en baisse et son électronique de commande a été améliorée. Il n'est pas rare d'insérer dans les dispositifs d'assistance à la mobilité, un élément élastique en série avec l'actionneur afin de diminuer l'impédance apparente. On parle dans ce cas de SEA pour Series Elastic Actuators. Comme mentionné précédemment, outre la compliance apportée par la faible impédance, cet élément augmente la tolérance du mécanisme aux chocs [36].

Il arrive également d'ajouter un élément élastique dont la fonction est d'emmagasiner de l'énergie durant une période et de la restituer au moment souhaité. Cette énergie est soit fournie par un actionneur, soit par l'utilisateur du dispositif. Cette seconde situation est courante dans les prothèses de genoux pour lesquelles l'élément élastique supplée l'élasticité du muscle d'origine. Rappelons que pour notre application, l'utilisateur ayant déjà une capacité physique limitée, nous ne devons pas le contraindre davantage. C'est pourquoi un élément passif seul ne peut pas être utilisé. En effet, si c'était le cas, cet élément devrait emmagasiner une partie de l'énergie générée par l'utilisateur lors d'un autre mouvement que celui que l'on souhaite assister. Ce mouvement serait donc plus difficile à générer. Par contre, il est tout à fait envisageable d'insérer un élément élastique tel qu'un ressort en complémentarité à un actionneur ayant sa propre source d'énergie. On parle alors de PEA (Parallel Elastic Actuator). Pour notre application, par exemple, sachant que l'ensemble du cycle de marche ne doit pas être assisté, il est tout à fait envisageable de charger un ressort placé en parallèle à un moteur lors de la phase d'extension de la hanche afin que celui-ci restitue l'énergie emmagasinée lors de la phase de flexion. La force ou le couple fourni par le ressort s'additionnerait alors à celui généré par le moteur lors de l'assistance. Cela permet en outre de réduire la force ou le couple maximum à appliquer par le moteur et d'atteindre une force ou un couple plus important dès le démarrage. En contrepartie, la force ou le couple moyen quadratique est accru. Il est donc important d'évaluer l'intérêt d'un tel système selon les paramètres de l'application.

Intéressons-nous maintenant aux matériaux dits intelligents. Ceux-ci sont caractérisés par la modification de leurs propriétés physiques sous l'effet d'une excitation. Certains d'entre eux changent de forme sous certaines conditions. Il y a notamment les alliages à mémoire de forme dont la particularité est d'avoir une à deux formes « mémorisées » et d'y revenir soit par une modification de la température ou d'un champ magnétique, soit en contraignant la forme mécaniquement – par exemple en insérant un cylindre courbé à mémoire de forme dans un tube rigide. Les matériaux magnétostrictifs et piézoélectriques, quant à eux, se déforment respectivement sous l'action d'un champ magnétique et électrique.

Pour finir, les moteurs thermiques sont plus volumineux et ont un mauvais rendement (50%) comparés aux moteurs électriques (80%). De plus, leur source d'énergie est inflammable, voire explosive.

Transmettre un mouvement mécanique

Derrière la fonction de transmettre un mouvement se cache plusieurs considérations. En effet, les éléments utilisés devront non seulement transmettre le mouvement de l'actionneur jusqu'à la hanche, mais également jouer éventuellement le rôle de réducteur de vitesse, rendre le dispositif plus compliant, être réversibles ou non, réduire les chocs tant pour l'actionneur que pour le patient, etc. Selon la solution combinée envisagée, la transmission devra également permettre des ajustements afin de positionner au mieux les éléments de la chaîne cinématique par rapport à la morphologie de l'utilisateur. Enfin, elle devra idéalement ne pas gêner les autres mouvements de l'utilisateur.

Guider

En complémentarité avec la fonction de transmission d'un mouvement mécanique vient la fonction de guidage. Ce sont les éléments relatifs à cette fonction qui vont délimiter les degrés de liberté du dispositif et ainsi lui permettre de suivre les mouvements de l'utilisateur tout en maintenant l'assistance souhaitée. Selon leur position le long de la chaîne cinématique, certains de ces composants devront non seulement reprendre les efforts parasites, tels que les forces axiales et radiales exercées sur un arbre, mais également supporter les efforts utiles. Ils jouent donc un rôle de positionnement et de support qui va avoir des répercussions sur l'ergonomie du dispositif, sa durée de vie, la précision de certaines mesures, etc.

Liaisons	Degrés de liberté					
	T_x	T_y	T_z	R_x	R_y	R_z
Liaison ponctuelle	N	O	O	O	O	O
Liaison linéaire rectiligne	O	O	N	O	N	O
Liaison linéaire annulaire	O	N	N	O	O	O
Appui plan	N	O	O	O	N	N
Rotule	N	N	N	O	O	O
Rotule à doigt	N	N	N	N	O	O
Pivot glissant	O	N	N	O	N	N
Pivot	N	N	N	O	N	N
Glissière hélicoïdale	O^8	N	N	O^8	N	N
Glissière	O	N	N	N	N	N

Tableau 3 Récapitulatif des degrés de liberté de chaque liaison. O indique un degré libre tandis que N désigne un degré contraint. [37]

Un tableau récapitulatif des degrés de liberté de chaque type de liaison est repris ci-dessus. Un degré contraint renseigne un mouvement transmissible.

Assurer la transparence

Au-delà de fournir une assistance en flexion, l'objectif de ce projet est d'améliorer la marche d'un individu hémiparétique. Cela induit, d'une part, que le mouvement en extension de la hanche lésée, à défaut d'être assisté, ne doit pas être davantage affecté et, d'autre part, que le dispositif ne doit

⁸ En réalité, la liaison hélicoïdale ne présente qu'un seul degré de liberté car il y a une relation cinématique entre T_x et R_x : $x = u \cdot \theta_x$ où x est le déplacement en x et θ_x l'angle de rotation d'axe x .

avoir qu'un impact restreint sur la démarche de l'utilisateur lorsque l'assistance n'est pas activée. De ce fait, la transparence doit être assurée dans trois situations distinctes :

- durant la phase d'extension de la hanche alors que la marche est assistée ;
- lorsque le dispositif est en stand-by, c'est-à-dire lorsque l'assistance n'est pas active mais le dispositif fonctionnel ;
- quand la source d'alimentation du dispositif est épuisée ou déconnectée, notamment si le dispositif est inutilisable suite à un problème.

Le second cas suppose que le dispositif est suffisamment alimenté. La technique de transparence utilisée peut donc être active. Cela dit, elle peut également être actionnée manuellement.

Il existe différentes techniques permettant d'améliorer la transparence du dispositif. Néanmoins, toutes ne sont pas capables d'assurer la transparence dans les trois situations susmentionnées ; elles devront donc être combinées. Qui plus est, certaines se contentent d'éléments déjà présents dans le système électromécanique, tandis que d'autres requièrent un ou plusieurs composants supplémentaires commandés ou non.

Le Tableau 4 Comparaison de divers techniques pouvant assurer la transparence résume un certain nombre de caractéristiques non-exhaustives des différentes techniques proposées dans le but de simplifier leur sélection lors de la composition des solutions combinées. Les quatre premières colonnes précisent dans quels cas la transparence est assurée pour chaque solution. Un O signifie que la solution améliore la transparence dans ce cas tandis qu'un N signifie que cette solution ne le permet pas et devra donc être combinée à une autre. Ensuite, dans la cinquième colonne, il est indiqué par un O si la solution intègre un actionneur et par un N dans le cas contraire. Une solution intégrant un actionneur requiert un signal de commande dédié, c'est par exemple le cas des embrayages électromagnétiques. Au contraire, une solution faisant appel à un actionnement externe est, par exemple, l'embrayage unidirectionnel à roues libres. En effet, la charge est libre de se déplacer plus rapidement que l'arbre moteur dans la direction d'actionnement mais se retrouve solidaire de celui-ci si sa vitesse est insuffisante... et par conséquent si elle tente de se déplacer dans le sens opposé. De ce fait, lorsque la charge se déplacera dans la direction opposée, c'est-à-dire lors de la phase d'extension de la hanche, il faudra que l'arbre moteur ait constamment une vitesse angulaire supérieure à celle de la charge, dans cette même direction, afin d'empêcher l'arc-boutement des roues et ainsi éviter l'accouplement des deux parties. La cinquième caractéristique indique si l'accouplement et le désaccouplement peuvent être réalisés sous charge (O) ou pas (N).

L'indicateur X signifie que cette caractéristique ne s'applique pas. Le désaccouplement d'un embrayage à denture sous charge est notamment déconseillé à cause du frottement qui aurait lieu entre les dents [37]. Ensuite, il est précisé dans quels sens, A et/ou B, la charge peut être mise en rotation par l'actionneur ; puis dans lesquels la transparence est assurée... quitte à requérir une action particulière de l'actionneur. Si on reprend l'exemple de l'embrayage unidirectionnel à roues libres, le moteur ne peut mobiliser la charge que dans un seul sens tandis que la charge est libre de se mouvoir dans les deux sens : le premier sens est libre si la charge se déplace plus rapidement que l'arbre moteur, le second est quant à lui libre si l'arbre moteur s'y déplace plus rapidement que la charge. Une action particulière de l'actionneur serait donc nécessaire pour améliorer la transparence en extension dans le cas d'un embrayage unidirectionnel à roues libres. Finalement, une comparaison approximative de la consommation, de la masse, de l'encombrement et du prix est

fournie. Il y a trois niveaux de comparaison qui sont -, 0 et + en allant du moins bon au plus avantageux.

A ce stade, il est possible de vérifier si la réversibilité de la chaîne cinématique suffit à assurer une transparence satisfaisante dans le cas d'un actionnement par un moteur électrique. Ce sera le cas si le couple que l'utilisateur doit générer au niveau de la hanche pour vaincre l'inertie du mécanisme est suffisamment faible. Pour commencer, il faut sélectionner un moteur qui est suffisamment puissant et qui permet d'atteindre, pour un même rapport de réduction, un couple nominal et un couple maximum respectivement supérieurs au couple quadratique moyen $C_{ass,eff}$ et au couple maximal $C_{ass,max}$ d'assistance, tout en conservant une vitesse au moins égale à la vitesse maximale $\omega_{H,max}$ exigée à la hanche. A partir des graphes cinématiques et dynamiques fournis à la Figure 6, pour une assistance de 50% et une personne pesant 120 kg et possédant un membre inférieur de un mètre de longueur, on obtient une puissance maximale de 59.4 W, une vitesse maximale $\omega_{H,max}$ de 2.95 rad/s, une accélération maximale α_{max} de 25.18 rad/s², un couple d'assistance quadratique moyen $C_{ass,eff}$ et maximal $C_{ass,max}$ à un écart-type supérieur, d'environ 21 et 110 Nm respectivement.

Le moteur à courant continu sans balais le moins puissant qui respecte ces conditions dans le catalogue du fabricant Maxon Motor, tout en considérant un rendement mécanique total de 75%, est le EC22. Il a une puissance de 100 W ainsi qu'une inertie J_m de 4.09 g.cm² et fourni, pour une tension nominale de 24 volts, un couple nominal de 0.0485 Nm et un maximal de 0.691 Nm. Le rapport de réduction de vitesse à créer en sortie du moteur vaut au minimum 578:1. Le couple $C_{i,m,H}$ de flexion de hanche que l'utilisateur doit donc générer pour vaincre l'inertie du moteur est d'environ 3.5 Nm. Cela représente respectivement 17% et 3% du couple d'assistance quadratique moyen et maximal pour une personne de 120 kg. Ces pourcentages sont doublés si la personne pèse 60 kg.

$$J_{m,H} = J_m \left(\frac{\omega_m}{\omega_{H,max}} \right)^2 = 4.09 * 10^{-7} * 578^2 \approx 0.14 \text{ kgm}^2$$

$$C_{i,m,H} = \alpha_{max} J_{m,H} \approx 25 * 0.14 \approx 3.5 \text{ Nm}$$

Au vu de ces chiffres et compte tenu des capacités limitées de l'utilisateur, l'implication d'une technique assurant la transparence, autre que la réversibilité, semble nécessaire. Pour autant que l'encombrement, la masse et le prix ne s'en voient pas augmentés, cette attention engendrera certainement une meilleure acceptation du public visé.

	Améliore la transparence en extension lors de l'assistance	Améliore la transparence en stand-by	Améliore la transparence hors alimentation	Intégration d'un actionneur dédié	(Dés)accouplement sous charge	Sens d'actionnement	Sens de rotation libre	Consommation	Masse	Encombrement	Prix
1. Réversibilité (U)	O	O	O	N	X	AB	AB	+	+	+	+
2. Asservissement à couple nul	O	O	N	N	X	AB	AB	0	+	+	+
3. Embrayage à denture (U)	N	O	O	N	N	AB	AB	+	+	+	0
Embrayage électromagnétique à denture	O	O	O	O	N	AB	AB	0	0	0	-
Embrayage à crabot personnalisé	O	O	O	N	O	AB	AB	0	+	+	0
Embrayage à roues libres unidirectionnel	O	O	N	N	O	A	AB	0	+	+	-
Came	O	O	O	N	O	AB	AB	0	0	-	0
Câble	O	O	O	N	O	A	AB	0	+	0	0
Loquet (goupille, clavette, etc.) (U)	N	O	O	N	N	AB	AB	+	+	+	+
4. Embrayage centrifuge	O	O	O	N	O	AB	AB	+	+	0	-
Embrayage à disque(s) ou à cône (U)	N	O	O	N	O	AB	AB	+	+	0	0
Embrayage électromagnétique à disque(s)*	O	O	O	O	O	AB	AB	-	-	-	-
Embrayage à ressort	O	O	N	N	O	A	AB	0	+	+	0
Embrayage à ressort combiné à un cliquet passif (U) / actif	O	O	O	N/O	O	A	AB	+	0	0	-
Embrayage électromagnétique à ressort	O	O	O	O	O	A	AB	0	0	0	-
Embrayage piézoélectrique	O	O	O	O	O	AB	AB	-	0	-	--
Embrayage électro- rhéologique	O	O	O	O	O	AB	AB	-	0	-	--
Embrayage magnéto- rhéologique	O	O	O	O	O	AB	AB	-	0	-	--

Tableau 4 Comparaison de divers techniques pouvant assurer la transparence.

Mesurer l'angle de flexion de la hanche lésée

Que l'angle de flexion de la hanche lésée, pouvant aller de -20° à 135° activement et de -30 à 145° passivement [38], soit mesuré a été demandé afin d'envisager différentes stratégies de commande. Conformément au cahier des charges, la mesure doit pouvoir se faire à tout moment, même lorsque la technique assurant la transparence est activée. La fréquence de mesure doit être d'au moins 100 Hz.

Diverses technologies permettent la mesure d'angles. Celles-ci peuvent être regroupées selon qu'elles fournissent une mesure absolue de la position de l'élément mesuré ou que la mesure est relative. Une mesure relative signifie que la position déterminée vaut le déplacement entre la position actuelle de l'élément et sa position à l'initialisation du capteur. Par conséquent, la position obtenue, qui est nulle à l'activation du capteur, ne vaut pas la position réelle ; cela rend ce type de capteur sensible aux coupures d'alimentation. Les capteurs relatifs sont sujets à une accumulation d'erreurs statiques. Pour pallier ce défaut, une position de référence doit être détectée de sorte que la mesure puisse être réinitialisée et ainsi l'erreur statique annulée. Les codeurs incrémentaux ainsi que les capteurs dont la position est obtenue par intégration, tels que les tachymètres, les gyroscopes capacitifs et les accéléromètres font parties des capteurs relatifs car ils nécessitent la connaissance d'une position de référence. Les gyroscopes et les accéléromètres sont souvent combinés afin de compenser les erreurs de dérive et l'effet de la gravité sur les mesures [39]. Les autres capteurs composant la section du tableau morphologique dédiée à la mesure de l'angle de flexion fournissent une mesure absolue.

Lors de la sélection du capteur, il faudra non seulement tenir compte de son encombrement, de son prix et du traitement postérieur des mesures, mais également de sa position le long de la chaîne cinématique. En effet, plus il y aura de composants entre l'élément sur lequel s'effectue la mesure et la hanche, le long de la chaîne cinématique, plus il y aura de jeu. Par contre, si un réducteur de vitesse est placé entre, la précision théorique obtenue, hors jeu, vaut celle du capteur divisée par le rapport de réduction.

Mesurer l'angle de flexion de la hanche saine

La mesure de l'angle de flexion de la hanche saine était à l'origine destinée à tester une stratégie de commande qui consistait à appliquer la cinématique en flexion-extension de la hanche saine à la hanche lésée. Elle permettra également d'analyser l'efficacité du dispositif en situations réelles qui ne sont pas toujours simulables en laboratoire, comme par exemple la montée et la descente d'escaliers ou la marche sur terrain accidenté. Les capteurs proposés sont les mêmes que ceux présentés à la section précédente.

Mesurer le couple fourni

Le dispositif devant être contrôlable en couple, la détermination du couple fourni par l'actionneur est requise. Cette mesure permettra d'améliorer l'assistance en assurant un couple suffisant mais néanmoins limité et en compensant les variations de rendement du système électromécanique.

Lors du développement des solutions combinées, il faudra tenir compte des contraintes liées à l'intégration des capteurs proposés dans le tableau morphologique mais également de leur position le long de la chaîne cinématique. Par exemple, la mesure du courant parcourant les bobines d'un

moteur électrique permet de déduire le couple généré à sa sortie puis, en multipliant ce dernier par le rapport de réduction ainsi que par le rendement théorique, d'estimer le couple d'assistance fourni à la hanche. Toutefois, la valeur obtenue ne tient compte ni de l'inertie, ni de la variation de rendement des éléments se trouvant entre le moteur et la hanche le long de la chaîne cinématique... contrairement à une mesure obtenue via un capteur de force placé à l'interface entre le système électromécanique et la cuisse. Concernant les contraintes, il faudra notamment penser aux branchements qui posent problème dans le cas de l'utilisation d'un couplemètre de réaction. En effet, dans ce type de capteurs, les câbles connectés aux circuits électroniques sont directement reliés aux extensomètres qui sont quant à eux fixés à l'arbre. De ce fait, ces câbles tournent avec l'arbre. C'est pourquoi, si l'amplitude de rotation est trop grande, il convient d'opter pour une autre solution comme un couplemètre de rotation qui peut fonctionner selon le même principe mais dont la transmission entre les extensomètres et l'électronique se fait via un ensemble de bagues et de balais ou via un système sans contact basé sur l'induction magnétique ou la télémessure [40]. Pour ce qui est du couple obtenu via la mesure d'une accélération, celui-ci requiert une connaissance suffisamment précise de l'inertie totale des éléments se trouvant entre le capteur et la hanche. De ce fait, si la charge varie tandis que le couple moteur reste constant, l'accélération et donc le couple calculé varieront également. Cela est dangereux dans le cas où l'élément dont on mesure l'accélération est bloqué par un obstacle : le couple calculé serait nul alors que l'actionneur forcerait sur le mécanisme. Le couple déterminé, qui est celui d'accélération des masses tournantes, n'est donc pas représentatif du couple fourni par l'actionneur.

Détecter les événements relatifs au cycle de marche

Afin de générer la bonne commande, il convient de savoir quel moment du cycle de marche est en cours. Pour ce faire, le dispositif doit pouvoir détecter des événements particuliers de ce cycle tels que le début et la fin de la phase oscillante. Cela dit, comme l'assistance est en flexion de la hanche [40]lérée, les événements qui nous intéressent le plus sont ceux qui surviennent en début de la phase de flexion de cette hanche : décollage du pied, déplacement de la hanche en flexion, déplacement du centre de gravité vers le côté sain, etc. Ensuite, il est possible de positionner l'instant en cours entre ces événements en se basant sur les derniers pas effectués.

Un premier événement qui peut être détecté est la pose du talon au sol. Pour ce faire, il est possible de tirer profit du son émis lors de l'impact à l'aide d'un capteur sonore ou d'utiliser un accéléromètre pour capter l'impulsion subie. Cependant, le signal verra son intensité varier selon le type de sol ainsi que de semelles, et sera sujet aux bruits environnants.

Il est également possible de détecter le contact du pied avec le sol à l'aide d'un microrupteur ou d'un capteur de force. Il faut néanmoins prendre en compte la perte de motricité du pied lésé qui fait que, sans l'aide d'un dispositif de soutien, celui-ci a tendance à traîner au sol.

Une autre méthode consiste à profiter pleinement des mesures effectuées par les capteurs de force en en plaçant aux deux semelles. Grâce à eux, la répartition du poids du corps sur les deux pieds est connue. Cela permet d'anticiper le prochain pas et d'obtenir un positionnement plus précis lors du cycle de marche. En effet, durant la phase d'oscillation d'un membre inférieur, aucune force n'est appliquée sur le pied correspondant tandis que, lors des phases de simple et de double appuis, l'ensemble ou une partie du poids du corps est repris par le pied. Toutefois, il ne faut pas oublier que les hémiplegiques ont tendance à davantage s'appuyer sur leur jambe saine.

Afin d'obtenir plus d'informations lors de la phase d'oscillation, il aurait été envisageable de mesurer la distance entre un membre et le sol par télémétrie. Malheureusement, les mesures obtenues par un capteur infrarouge, sonar, laser, ou autre placé le long du membre inférieur ne seraient pas suffisamment fiables pour détailler le cycle de marche car la direction d'émission varierait avec les mouvements de ce membre. Qui plus est, ces mesures sont influencées par la surface de réflexion et sont sensibles aux ondes, lumineuses ou acoustiques, environnantes. Les mêmes inconvénients apparaissent si on place le capteur sur le tronc pour mesurer l'élévation de la hanche... d'autant plus que des obstacles pourraient s'interposer. Cela dit, certains projets intègrent un capteur de distance au niveau du tronc pour évaluer la pente du terrain ou détecter des marches. Finalement, à défaut de fournir une information exploitable durant tout le cycle de marche, ces capteurs peuvent servir à délimiter la phase d'appui s'ils sont fixés au pied... pour autant qu'aucun obstacle, tel que de l'herbe, n'interfère entre le capteur et le sol.

Une cinquième solution est de déterminer l'angle ou la vitesse de flexion de la hanche lésée afin de détecter sa phase de flexion avec une bonne fiabilité. Un avantage est que la mesure est réalisée au niveau de la hanche ou de la cuisse. Cela évite d'encombrer d'autres parties du corps qui pourraient, d'ailleurs, requérir leur propre assistance.

Finalement, l'anticipation d'un pas est rendue possible par l'utilisation d'un électromyogramme. Ses électrodes, si elles sont placées correctement, mesurent l'intensité du signal commandant le muscle correspondant. Toutefois, l'électromyographie n'est pas des plus adaptée pour notre application. En effet, outre le positionnement des électrodes qui doit être correctement effectué par l'utilisateur, la spasticité, qui est l'un des symptômes de l'hémiplégie, pose problème : les muscles atteints sont sujets à des spasmes qui seraient détectés par l'électromyogramme et considérés comme une intention d'effectuer un pas. Qui plus est, afin d'atténuer ces spasmes, une opération de neurotomie⁹ est parfois réalisée ; ce qui complique la détection des signaux.

Une comparaison non-exhaustive des différentes solutions proposées est fournie au Tableau 5 et s'inspire de [39]. Elle vise à mettre en évidence les solutions qui répondent au mieux aux exigences de notre application. Idéalement, le capteur devrait être placé à proximité du reste du dispositif afin, d'une part, de ne pas encombrer d'autres membres qui pourraient nécessiter une assistance propre et, d'autre part, d'éviter le passage de câble, le long de la jambe notamment, pour des raisons de dégradation ou l'utilisation d'une transmission par onde qui demanderait de l'électronique supplémentaire. Son positionnement ne devrait pas influencer ses mesures ou, à défaut, pourrait être réalisé par le thérapeute et maintenu en l'état pour les utilisations ultérieures. Les mesures devraient renseigner le commencement de la phase de flexion, qui est celle que l'on souhaite assister, et permettre de se positionner par rapport à elle durant le cycle de marche. Tout cela avec une précision suffisante pour l'assistance et en nécessitant un minimum de traitement du signal. Le capteur utilisé doit bien sûr pouvoir tenir un nombre de cycles suffisant et, si possible, rester bon marché. Dans cette optique, la possibilité que ce capteur puisse également être utilisé dans la mesure des angles de flexion des hanches ou du couple d'assistance devra être considérée lors de l'élaboration des solutions combinées.

⁹ Section partielle du nerf commandant le muscle spastique (<https://fr.medipedia.be>).

	Localisation au niveau du tronc, du bassin ou de la cuisse	Positionnement critique du capteur	Informations durant la phase d'oscillation	Fiabilité	Traitement complexe du signal	Durée de vie	Coût
Capteur sonore	-	+	-	-	+	+	+
Accéléromètre	+	-	+	+	+	+	+
Microrupteur	-	+	-	+	+	-	+
Capteur de force	-	-/+*	-	+	+	-	-
Télémétrie	-	-	+	-	+	+	+
Capteur de déplacement	+	-	+	+	+	+	+
Electromyogramme	+	-	+	-	-	+	-

* - pour l'analyse du déplacement du centre de pression et + pour la détection du contact entre le pied et le sol.

Tableau 5 - Comparaison non exhaustive des diverses solutions proposées pour la détection du cycle de marche, inspiré de [39]. Le signe + indique un avantage tandis que le - souligne un inconvénient.

Comme mentionné précédemment, l'utilisation d'un capteur sonore est peu fiable alors que seule la fin de la phase d'oscillation est détectée et qu'il est placé au plus loin du membre assisté. Les microrupteurs et capteurs de force placés aux pieds permettent quant à eux de détecter le début de la phase d'oscillation mais n'apportent pas d'information durant celle-ci. De plus, sous l'effet de la charge, ils subissent une dégradation plus rapide et nécessitent également leur intégration ou adaptation aux chaussures de l'utilisateur ainsi que le passage de câbles le long de la jambe. La télémétrie fournit davantage d'informations sans pour autant être sujette à une telle dégradation mais avec une fiabilité bien moindre due, notamment, à la présence potentielle d'obstacles entre le capteur et le sol. Les capteurs de déplacement, qu'ils soient des accéléromètres, des gyroscopes, une combinaison de ceux-ci ou d'autres capteurs placés le long de la chaîne cinématique du dispositif, semblent tout à fait convenir pour autant que les erreurs de mesure engendrées par leur positionnement soient limitées. Finalement, l'électromyographie ne convient pas pour une utilisation domestique car elle requiert un positionnement précis des électrodes. Qui plus est, sous les impulsions spasmodiques, elle générerait des commandes erronées.

2.2.2 Solutions combinées

A travers cette section, plusieurs systèmes électromécaniques vont être élaborés à partir des solutions proposées dans le graphe morphologique. Ils seront tout d'abord présentés et illustrés puis chaque choix sera justifié et visera toujours à répondre au mieux aux besoins des utilisateurs.

Cinq solutions combinées vont ainsi être présentées :

- I. Câble de traction à actionnement ventral
- II. Membre mécanique à actionnement dorsal
- III. Membre mécanique à actionnement dorsal reporté sur le flanc

- IV. Membre mécanique à actionnement latéral via un engrenage à onde de déformation
- V. Membre mécanique à actionnement latéral via un engrenage à roue et vis sans fin

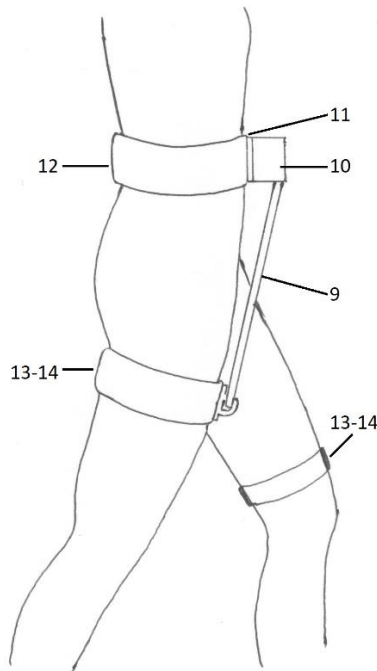
I. Câble de traction à actionnement ventral

Cette solution se compose d'un moteur à courant continu sans balais (BLDC) intégrant des capteurs à effet Hall qui détectent la position du rotor pour son bon fonctionnement. Ce moteur est combiné à un engrenage épicycloïdal dont la sortie est accouplée à une poulie par un ressort de torsion. Deux codeurs incrémentaux permettent de connaître la déformation du ressort et d'en déduire le couple appliqué. Sa faible raideur permet également d'accroître la compliance du mécanisme. Cela est d'autant plus bénéfique que l'utilisateur peut être sujet à des spasmes. L'effort est transmis à la hanche via un câble qui s'enroule autour de la poulie et assure la transparence en temps voulu. Les mouvements de flexion et extension des deux hanches sont mesurés par deux centrales inertielle (IMU) placées chacune sur une cuisse à l'aide de cuissards. Le motoréducteur ainsi que la paire de paliers supportant l'arbre de la poulie sont solidaires d'un rail dont la base est fixée à une ceinture présentant une face rembourrée du côté de l'utilisateur afin de réduire les désagréments. Le rail sert à positionner la poulie dans le plan sagittal de la cuisse afin d'éviter la génération d'autres mouvements que celui de flexion. Le rail est donc bloqué une fois réglé. La fermeture de la ceinture se fait du côté sain par facilité, à l'aide d'une bande velcro éventuellement pré-ajustée. Sa face intérieure est rembourrée à l'avant. Des bretelles peuvent être ajoutées au cas où le dispositif glisserait sous la taille. Enfin, le cycle de marche est délimité sur base des mesures renvoyées par les IMU : l'assistance est fournie dès qu'un minimum est détecté dans le profil angulaire en flexion renvoyé par l'IMU solidaire de la hanche lésée, et cela jusqu'à un certain angle. Le programme utilisé devra écarter les minimums locaux pour éviter une erreur de commande.

Justifications

Moteur BLDC : Les moteurs électriques sont les actionneurs les plus adaptés pour les applications de faible et de moyenne puissance. Cela est d'autant plus vrai lorsque la source d'énergie doit être supportée par l'utilisateur. Le choix d'un moteur à courant continu sans balais (BLDC) apporte une plus grande puissance massique et volumique, ainsi qu'un meilleur rendement et une durée de vie accrue par rapport à son homologue avec balais. La rotation de l'arbre de sortie permet d'atteindre une grande amplitude de translation du câble via son enroulement autour de la poulie... Cela n'aurait pas été possible avec un moteur linéaire car sa longueur aurait été plus grande que la course du câble, soit plus de 30 cm.

Engrenage épicycloïdal : Cette combinaison d'engrenages optimise le volume occupé pour atteindre le rapport de réduction requis en sortie du moteur. Le résultat sera meilleur et le coût moindre que si nous le faisons nous-même grâce à l'industrialisation du produit et à l'expérience du concepteur. Comme la poulie fournit un rapport de réduction important, le couple maximum recherché en sortie de l'engrenage ne conduit pas à une masse trop élevée de celui-ci pour notre application. La différence de masse avec un engrenage à onde de déformation intégrant un roulement supplémentaire pour supporter les forces axiales et radiales à sa sortie n'est alors plus excessive. En plus, les engrenages épicycloïdaux sont moins chers que ces derniers et ont un diamètre bien inférieur. Cela est en accord avec la configuration de cette première solution combinée qui permet une certaine liberté en longueur mais est limitée en largeur.



Légende :

1. Moteur BLDC
2. Supports
3. Engrenage épicycloïdal
4. Codeurs incrémentaux
5. Ressort de torsion
6. Paliers
7. Chape
8. Poulie
9. Câble
10. Boîtier
11. Rail
12. Ceinture
13. Cuissards
14. Centrales inertielles

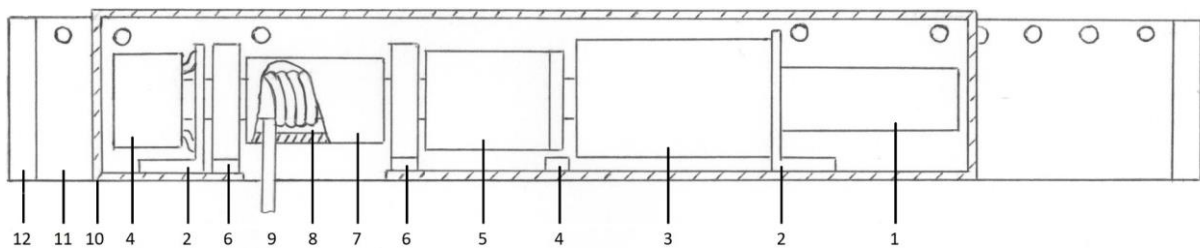


Figure 24 Plans de la solution I.

Ressort de torsion et codeurs incrémentaux : L'insertion d'un élément élastique dans la chaîne cinématique augmente la tolérance du mécanisme aux chocs, filtre les imperfections du couple produit par le motoréducteur et réduit l'impédance apparente à celle de cet élément. Il diminue donc les dégradations du mécanisme et apporte un confort accru à l'utilisateur. Ce composant est d'autant plus appréciable que les désynchronisations de la poulie et de la hanche engendrent une assistance discontinue. En effet, si la flexion de la hanche est plus rapide que celle qui est prévue par le dispositif, alors il y a un excédent de câble et l'assistance n'est plus appliquée. Cela n'est pas en contradiction avec la fonction du dispositif car ça signifie que l'utilisateur a réussi à générer un mouvement suffisant volontairement. Toutefois, lorsque le dispositif rattrape le mouvement de la hanche, l'effort qu'il exerce sur celle-ci apparaît instantanément ce qui constitue alors un choc pour l'utilisateur et le système électromécanique. L'introduction d'un ressort de torsion entre le motoréducteur et la cuisse permet donc de réduire ce désagrément. De plus, il est possible de connaître le couple fourni par l'assistance en mesurant la déformation de ce composant. Néanmoins, vu la forme de l'élément et l'amplitude de rotation de celui-ci, il semble difficile de mesurer directement sa déformation. Une mesure de la position angulaire doit donc être réalisée à ces deux extrémités. Utiliser les mesures émises par le capteur intégré au moteur ne serait malheureusement pas assez précis du fait d'un jeu angulaire de 1° présent en sortie de l'engrenage épicycloïdal. Pour

étayer ces propos, les données de l'élément élastique élaboré par [41] ont été utilisées : la raideur de cet élément, qui permet de transmettre un couple de 30 Nm, valant environ 100 Nm/rad, une erreur de 1° de la mesure engendrerait une erreur en couple au niveau de la poulie de 1.75 Nm. Cette valeur serait accrue par le rapport de réduction de vitesse qui s'applique entre la poulie et la hanche, et engendrerait dès lors une erreur de mesure trop élevée. Un capteur angulaire doit donc être inséré de chaque côté de l'élément. Ils pourront être incrémentaux. En effet, aucun couple n'étant généré par le moteur à partir du moment où il a libéré assez de câble pour ne pas gêner l'extension de la hanche et cela jusqu'au début de la phase d'assistance, le ressort retrouve sa forme d'origine et les capteurs peuvent alors être réinitialisés afin d'annuler les erreurs de mesure qui auraient pu s'accumuler lors du pas précédent. Pour des raisons d'encombrement, de précision, de coût et d'usure liée à l'utilisation d'un balai, le choix se porte sur l'insertion de codeurs incrémentaux. L'un s'installe en une pièce à l'extrémité de l'arbre tandis que l'autre est séparé en deux éléments : la piste de lecture fixée en entrée du ressort et la tête de lecture fixée au boîtier. Malgré ces capteurs supplémentaires, à volume et masse similaires, si pas moindres, et pour un prix semblable une fois produit en quantité, ce système s'avère plus intéressant qu'un couplemètre rotatif pour notre application. L'intégration d'un capteur de force entre le câble de traction et la cuisse serait également possible mais encombrerait inutilement celle-ci sans pour autant apporter la même compliance... sans compter les risques de détérioration des câbles d'alimentation et de transmission des mesures. Pour finir, la mesure d'une accélération n'aurait pas été représentative du couple appliqué et se baser sur la mesure du courant parcourant les bobines du moteur n'aurait pas tenu compte de la variation du rendement et de l'inertie de la chaîne cinématique au cours de l'assistance.

Poulie : Comme mentionné précédemment, la poulie confère une grande amplitude d'actionnement. Elle apporte de plus un rapport de réduction de vitesse inversement proportionnel à son diamètre. Néanmoins, pour ne pas que ce rapport soit modifié, il faut ajouter une chape qui empêchera les boucles de câble de se superposer. Elle lui évitera également un mauvais déroulement.

Câble : Outre la transmission de l'effort, le câble assure la transparence : lors de l'extension, le moteur doit débobiner suffisamment de câble pour laisser libre le mouvement de la hanche. La commande du moteur est donc bien moins critique que si un asservissement à couple nul avait été appliqué. Lors de l'activation du mode stand-by, le moteur étant toujours alimenté peut libérer un jeu de câble suffisant pour les prochains pas. Si l'alimentation est rompue, l'utilisateur doit soit débobiner le câble manuellement, soit le détacher de la cuisse. De plus, la flexibilité et la légèreté du câble apportent une liberté de mouvement appréciable à l'utilisateur.

Centrales inertielle : Comme aucun élément rigide ne fait le lien entre les cuisses et le tronc, seuls des gyroscopes, accéléromètres et magnétomètres peuvent être utilisés pour connaître les angles de flexion-extension des hanches. Une structure articulée dotée d'un potentiomètre ou autre pourrait bien sûr être ajoutée mais occuperait inutilement de la place et gênerait le porteur. C'est dans cette optique de réduire l'encombrement et d'augmenter le confort de l'utilisateur que le choix a été porté sur l'utilisation de centrales inertielle (IMU) placées aux cuisses. Il faudra néanmoins tenir compte du passage des câbles d'alimentation et de transmission de l'information ou de l'ajout de batteries dédiées et d'électronique de transmission par ondes. Les IMU sont notamment composées de gyroscopes et d'accéléromètres. La combinaison des données renvoyées par ces deux types de capteurs fournit une mesure de position absolue en compensant les erreurs de dérivation, ainsi que l'influence de la gravité et des impacts sur les accéléromètres [39]. Qui plus est, les centrales

inertielles permettent de se repérer dans le cycle de marche. Bien que les résultats soient meilleurs si les IMU sont placées aux chevilles, ils restent tout à fait corrects si ces capteurs sont placés à la taille [42]... du moins chez des individus non hémiplegiques. En effet, d'après [43], des taux d'échec de 5 à 6% et de 11 à 30% selon la méthode utilisée ont respectivement été constatés dans la détection des contacts initiaux et finaux de la phase d'oscillation lorsque la centrale inertielle est placée à la taille de personnes hémiplegiques. Les auteurs conseillent donc dans ce cas de placer ces capteurs aux cuisses afin d'obtenir de meilleurs résultats. Cela a d'ailleurs déjà été testé ([44] et [45]) et a montré des résultats satisfaisants avec un algorithme simple. L'angle de flexion minimum de la hanche lésée, indiquant le début de la phase d'oscillation, est détecté sur base du profil angulaire mesuré. Afin d'écarter les minimums locaux, il faut non seulement localiser une mesure qui soit inférieure à celles qui la précèdent et la suivent, mais également qu'elle ait lieu après avoir détecté simultanément une vitesse et un angle de flexion négatifs. Une technique semblable pourrait être utilisée pour détecter la fin de la phase de flexion mais cela serait illogique étant donné que c'est justement l'assistance qui permet d'atteindre cette amplitude de mouvement.

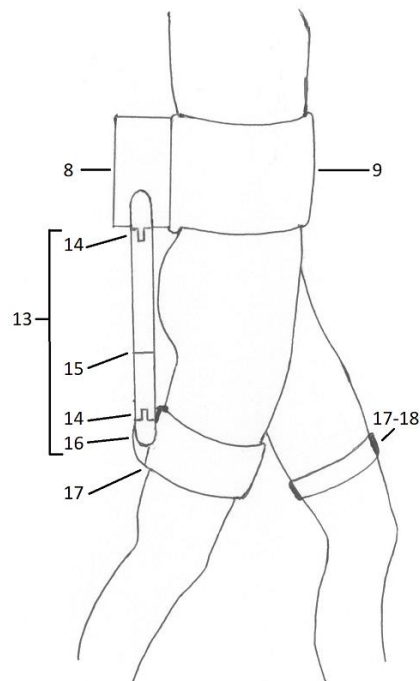
II. Membre mécanique à actionnement dorsal

Le dispositif est composé d'un moteur à courant continu sans balais combiné à un engrenage à onde de déformation accouplé à une poulie au travers d'un ressort en double spirale. La déformation du ressort est déterminée sur base de la connaissance du déplacement du rotor mesuré par les capteurs à effet Hall intégrés au moteur, et de la position de la poulie mesurée par un codeur incrémental placé en bout d'arbre. Le couple transmis vaut alors la multiplication de la raideur du ressort par sa déformation. La poulie en actionne une seconde à l'aide d'un câble qui apporte un rapport de réduction supplémentaire pour un rendement considéré comme parfait, tout en assurant la transparence le moment venu. Le membre mécanique sert à propulser la hanche en flexion. Il est composé d'un pivot à chaque extrémité libérant les mouvements d'abductions. Du fait de son désalignement au fémur, il doit être formé d'une glissière reprenant sa variation de longueur lors de la marche ainsi que d'un pivot supplémentaire d'axe transversal le connectant à l'ancrage de la cuisse afin de reprendre la variation de l'angle formé par ceux-ci dans le plan sagittal. Un second codeur, absolu cette fois, est placé à l'extrémité du dernier arbre afin de mesurer l'angle de rotation du membre mécanique et d'en déduire celui de la hanche en flexion sur base des paramètres encodés par le thérapeute. Cette mesure assure également le positionnement le long du cycle de marche. Entre la seconde poulie et le membre mécanique se trouvent deux cylindres perforés et imbriqués l'un dans l'autre qui permettent le réglage de la distance transversale de ce dernier afin de l'écarter du corps. Une goupille montée sur ressort assure leur blocage. Par facilité pour l'utilisateur, la fermeture de la ceinture assurant l'ancrage au tronc est réalisée du côté sain à l'aide d'une bande velcro éventuellement pré-ajustée. Sa face intérieure est rembourrée à l'arrière. Une centrale inertielle est maintenue à la cuisse saine par un cuissard et mesure le déplacement de cette dernière.

Justifications

Moteur BLDC : Comme mentionné à la solution combinée précédente, les moteurs électriques sont généralement les plus adaptés aux dispositifs portables de faible et moyenne puissance. La sélection d'un moteur sans balais apporte une plus grande puissance massique et volumique, ainsi qu'un meilleur rendement et une durée de vie accrue par rapport à son homologue avec balais.

Légende :



- 1 Moteur BLDC
- 2 Supports
- 3 Engrenage à onde de déformation
- 4 Ressort à double spirale
- 5 Paliers
- 6 Poulies
- 7 Codeur incrémental
- 8 Boîtier
- 9 Ceinture
- 10 Câble
- 11 Codeur absolu
- 12 Cylindres perforés
- 13 Membre mécanique
- 14 Pivots d'axe antéro-postérieur
- 15 Glissière
- 16 Pivot d'axe transversal
- 17 Cuissards
- 18 Centrale inertielle

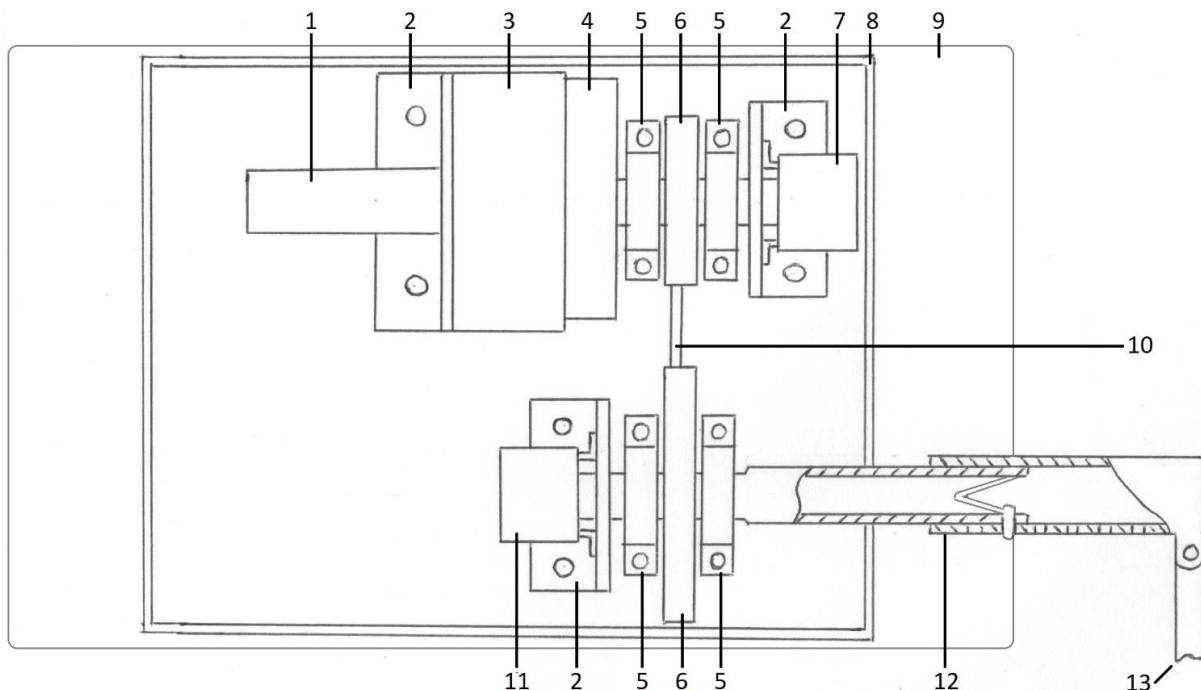


Figure 25 Plans de la solution II.

Engrenage à onde de déformation : Les engrenages à onde de déformation procurent un rapport de réduction important pour une masse et un encombrement axial moindre que les engrenages épicycloïdaux. En contrepartie, ils présentent un plus grand diamètre, sont bien plus chers et leur

rendement est, dans certains cas, bien inférieur (catalogues de Harmonic Drive et de Maxon motor). Le choix de ce type d'engrenage plutôt qu'un épicycloïdal est principalement dû au fait que la masse de ce dernier aurait été bien trop importante comparée à la masse visée dans le cahier des charges. Compte tenu du positionnement potentiel du membre mécanique par rapport à la hanche à l'instant auquel le couple d'assistance est maximum, il est tout à fait envisageable d'avoir un angle de 20° entre le fémur et le membre mécanique ainsi qu'une longueur, pour ce dernier, deux fois plus grande que la distance entre son extrémité distale et la hanche. Le couple à appliquer serait alors de 234 Nm. En supposant un rapport de réduction maximal aux poulies de 4:1, le couple maximal intermittent en sortie de l'engrenage est réduit à 58.5 Nm. En parcourant les catalogues pré-cités, on constate que la masse des engrenages épicycloïdaux conçus pour supporter un couple de sortie supérieur à 45 et 75 Nm, sans bain d'huile, est d'environ 1 et 1.5 kg respectivement tandis que, pour les engrenages à onde de déformation, la masse est de 0.68 et 1.5 kg pour un couple intermittent maximal de 70 et 229 Nm respectivement. La masse maximale au bassin spécifiée par le cahier des charges étant de 3 kg, on comprend la nécessité de créer un rapport de réduction aux poulies et d'utiliser un engrenage à onde de déformation.

Ressort en double spirale et codeur incrémental : Pour les raisons mentionnées à la solution combinée précédente, l'insertion d'un élément élastique réduit les dégradations du mécanisme et apporte un confort accru à l'utilisateur. Les ressorts en spirale étant caractérisés par un grand diamètre ainsi qu'une faible épaisseur et raideur, ils sont appropriés à ce dispositif dont l'épaisseur atteint déjà 80 mm à cause de l'engrenage à onde de déformation. [46] présente un ressort en double spirale qui convient à cette configuration : il possède une raideur de 220 Nm/rad et fournit un couple maximum d'au moins 100 Nm pour un diamètre de 75 mm, une épaisseur de 15 mm et une masse de 235 g. Par ailleurs, ces nombres pourraient être revus à la baisse en adaptant le ressort. Contrairement aux engrenages épicycloïdaux, les engrenages à onde de déformation n'ont aucun jeu. Par conséquent, plutôt que d'ajouter un capteur de chaque côté du ressort, on peut se baser sur la mesure de la position du rotor effectuée par le capteur intégré au moteur et, une fois le rapport de réduction appliqué, la comparer à la mesure renvoyée par un codeur incrémental placé du côté opposé au ressort afin d'en déduire sa déformation et donc le couple transmis. Cette technique de détermination du couple se révèle être bien plus légère qu'insérer un couplemètre de réaction (0.9 kg pour le FSH04020 de chez Futek) au niveau du membre mécanique et plus avantageuse qu'un couplemètre rotatif (0.5 kg et 10^4 Nm/rad pour le FSH01990 de chez Futek) en sortie de l'engrenage du point de vue de la raideur. Comme à la solution combinée précédente, l'intégration d'un capteur de force et la mesure d'une accélération ou du courant parcourant les bobines du moteur sont moins adéquates.

Poulies câblées : Le rapport de réduction supplémentaire susmentionné est obtenu par la différence entre les diamètres des deux poulies. Celui-ci pourrait aller jusque 3 ou 4 selon les besoins et les contraintes lors du dimensionnement. Il aurait bien sûr pu être obtenu par un second engrenage formé de deux éléments mais leur masse - environ 500 g - aurait été bien supérieure, le rendement moindre et la tolérance sur le positionnement des deux axes bien plus faible. Le câble aurait également pu être remplacé par une courroie mais il aurait fallu faire attention à ce que sa tension initiale et son angle de contact avec chacune des poulies soient suffisants. Or, plus proches sont les deux poulies, plus petit est cet angle. Le rapport de réduction aurait donc été davantage limité et l'installation de la courroie plus compliquée. De surcroît, aucun de ces mécanismes, que ce soient les engrenages, les courroies ou même le système vis-poulie, n'aurait également assuré la transparence.

A ce sujet, la transmission par câble apporte une plus grande tolérance dans la commande qu'un asservissement à couple nul et, faisant déjà office de réducteur de vitesse, elle est la solution la moins encombrante, moins lourde et moins chère, parmi toutes les autres combinaisons de solutions proposées assurant la transparence en extension, en stand-by et hors alimentation... et cela pour une consommation supplémentaire limitée. Il faudra par ailleurs borner le câble aux poulies pour ne pas qu'il sorte des gorges prévues.

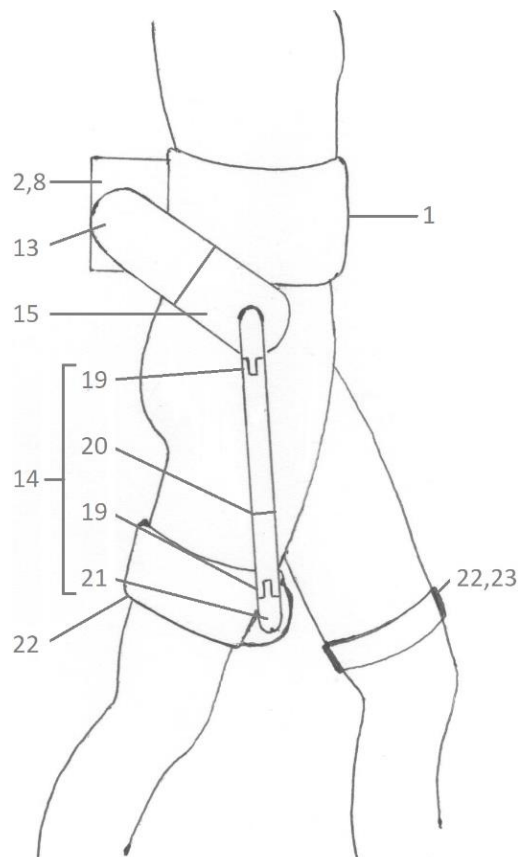
Codeur absolu : Un capteur de position angulaire est également ajouté au niveau du membre mécanique afin d'en déduire l'angle de flexion de la hanche assistée. Pour cela, l'ajustement du dispositif doit être réalisé par le thérapeute et la position des extrémités du membre mécanique encodée dans le programme de commande. D'après l'analyse réalisée précédemment, se baser sur les déplacements de la hanche en flexion-extension pour se repérer dans le cycle de marche est le plus adapté à notre application. De plus, utiliser le capteur servant à mesurer le déplacement du membre mécanique sera moins encombrant et donnera de meilleurs résultats que les centrales inertielles utilisées à la solution combinée précédente, même si les réglages du dispositif diffèrent quelque peu de ceux encodés. Comme le membre mécanique n'est pas parallèle à la cuisse lésée et que son positionnement varie d'un utilisateur à l'autre, voire d'une utilisation à l'autre, et du fait d'une faible amplitude de rotation lors de la marche, on ne peut pas compter sur l'insertion d'une position de référence pour annuler les erreurs de mesure d'un capteur relatif. Il faut donc se tourner vers l'insertion d'un potentiomètre, d'un résolveur, de capteurs à effet Hall ou d'un codeur absolu. Les résolveurs sont plus volumineux. De plus, tout comme les potentiomètres, ils sont composés d'un balai qui est une source d'usure. Cela est encore plus contraignant pour les potentiomètres car le balai se déplace le long de la piste de lecture tout en maintenant le contact avec elle. Or, le mouvement oscillant du membre mécanique entraînerait une concentration de l'usure sur une partie de la piste et les impacts engendrés par le contact du membre mécanique avec un corps étranger dégraderaient davantage le balai et la piste de lecture. Les codeurs, quant à eux, fonctionnent sans contact entre la piste et la tête de lecture. Les capteurs à effet Hall sont moins précis pour un même volume. Par conséquent, on utilisera un codeur absolu.

Centrale inertielle : Elle est la seule solution parmi celles proposées qui renvoie l'angle de flexion de la hanche saine sans déranger l'utilisateur par l'ajout d'une structure articulée.

III. Membre mécanique à actionnement dorsal reporté sur le flanc

Les désavantages de la solution précédente étant dus au désalignement du membre mécanique par rapport au fémur du membre inférieur lésé, l'idée de ramener l'extrémité proximale du membre mécanique dans l'axe de flexion de la hanche est apparue. De cette façon, le rapport de réduction à créer et les efforts appliqués sur l'utilisateur seraient moindres. Placer l'actionneur le long de la hanche ne semble cependant pas des plus judicieux car les motoréducteurs classiques seraient trop encombrants et l'insertion d'un renvoi d'angle réduirait le rendement par un coefficient de 94% dans le cas d'un simple engrenage à renvoi d'angle et jusqu'à moins de 50% pour un engrenage à vis. De plus, la majorité de la masse se retrouverait du côté lésé. Pour ces raisons, un dispositif formé d'un membre mécanique placé dans le prolongement de la cuisse lésée et d'un boîtier dorsal contenant l'actionneur a été développé et est présenté à la Figure 26. On peut y voir un moteur à courant continu sans balais assemblé avec un engrenage épicycloïdal, le tout fixé au châssis au travers du support moteur. La connaissance de la position du rotor étant nécessaire au bon fonctionnement de

ce type de moteur, ce dernier intègre des capteurs à effet Hall. En sortie de l'engrenage se trouve un ressort de torsion qui sert à accoupler les deux arbres, à augmenter la compliance du dispositif et à déterminer le couple fourni via la mesure de sa déformation. Cette dernière est obtenue en ajoutant un codeur incrémental de chaque côté du ressort. Une paire de poulies accouplées par un câble apporte une grande amplitude d'ajustement selon l'axe antéro-postérieur, dans le positionnement de l'extrémité proximale du membre mécanique. Elles permettent également un second rapport de réduction de la vitesse tandis que le câble assure la transparence en extension, stand-by et hors alimentation. Un codeur supplémentaire, absolu cette fois, mesure la position angulaire de la seconde poulie afin de connaître l'angle de flexion de la hanche lésée et de se repérer dans le cycle de marche. L'angle de flexion de la hanche saine est quant à lui obtenu au moyen d'une centrale inertielle. Le positionnement du membre mécanique dans l'espace est assuré, transversalement, par un rail supportant le boîtier dorsal et, dans l'axe antéro-postérieur, par le réglage de la longueur du boîtier latéral composé de deux parties imbriquées l'une dans l'autre. L'inclinaison du boîtier latéral est quant à elle ajustée via deux cylindres à denture dont les dents s'emboîtent : l'un est solidaire du boîtier dorsal alors que le second fait partie du boîtier latéral. Plusieurs pivots et une glissière composent le membre mécanique afin de laisser libres les mouvements d'abduction, voire d'adduction, et de reprendre les variations de longueur et d'angles induites par le décalage présent entre celui-ci et le fémur.



Légende :

- 1 Ceinture
- 2 Boîtier dorsal – 1^{ier} élément
- 3 Moteur BLDC
- 4 Engrenage épicycloïdal
- 5 Support
- 6 Codeurs incrémentaux
- 7 Ressort de torsion
- 8 Boîtier dorsal – 2^{ième} élément
- 9 Paliers
- 10 Poulies
- 11 Ecrou
- 12 Câble
- 13 Boîtier latéral – 1^{ier} élément
- 14 Membre mécanique
- 15 Boîtier latéral – 2^{ième} élément
- 16 Rembourrage
- 17 Codeur absolu
- 18 Partie dentée
- 19 Pivots d'axe antéro-postérieur
- 20 Glissière
- 21 Pivot d'axe transversal
- 22 Cuissards
- 23 Centrale inertielle

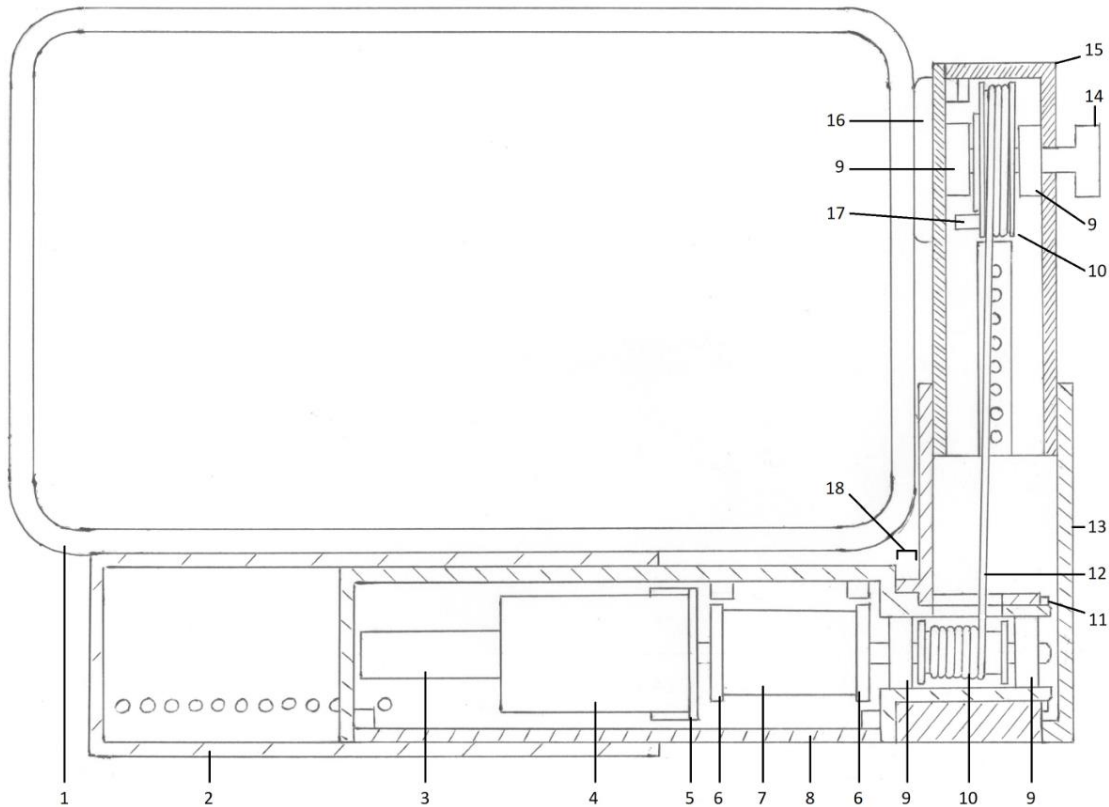


Figure 26 Plans de la solution III.

Justifications

Moteur BLDC : Pour les mêmes raisons qu'aux solutions précédentes, l'utilisation d'un moteur électrique rotatif à courant continu sans balais a été décidée.

Engrenage épicycloïdal : Le couple généré en sortie du moteur étant plusieurs centaines de fois inférieur à celui recherché, un rapport de réduction de vitesse important doit être créé. Il vaut alors mieux utiliser une technologie qui est optimisée pour fournir des rapports de réduction importants, telle que les engrenages épicycloïdaux ou les engrenages à onde de déformation. Afin de réduire le coût et l'épaisseur du boîtier, le choix s'est porté sur l'engrenage épicycloïdal.

Poulies câblées : La contrainte principale de cette troisième solution combinée se situe dans la transmission du couple entre l'actionneur et le membre mécanique. Pour que le dispositif puisse être ajusté à différentes morphologies, il est nécessaire que la distance entre l'arbre moteur et l'extrémité proximale du membre dans la direction antéro-postérieure puisse être modifiée et que la transmission s'y adapte. Les seuls mécanismes envisagés permettant cette liberté sont, d'une part, un ensemble formé de deux poulies accouplées au travers d'une courroie ou d'une chaîne tendue par un galet ou un pignon et, d'autre part, un ensemble formé de deux poulies connectées par un câble. Malgré l'utilisation d'un tendeur, l'amplitude d'ajustement apportée par la courroie ou la chaîne reste limitée et les frottements créés par ce dernier augmentent l'usure et réduisent le rendement. De plus, le rapport de réduction atteignable avec la courroie est inférieur à celui rendu possible par le câble car plus les poulies sont écartées, plus le galet est repoussé par la courroie et donc plus l'angle de contact diminue et avec lui le couple transmissible. La transmission par câble a

par conséquent été sélectionnée et assure également la transparence comme mentionné dans les solutions combinées précédentes.

Ressort de torsion et codeurs incrémentaux : Comme mentionné aux solutions précédentes, l'ajout d'un élément élastique le long de la chaîne cinématique permet de lisser les à-coups provenant de l'engrenage ou de la charge. Cela augmente la compliance du dispositif ainsi que sa tolérance aux chocs. Le même ressort de torsion que la première solution combinée a été utilisé car il est capable de résister à un couple de 30 Nm, voire même 45 Nm théoriquement si on abaisse le coefficient de sécurité utilisé de 1.8 à 1.2. [41], sans pour autant augmenter l'épaisseur du boîtier. Deux codeurs incrémentaux sont également insérés de chaque côté pour déterminer le couple fourni sur base de la déformation de ce ressort.

Codeur absolu : Un codeur absolu assure une précision suffisante de la mesure de la position angulaire de la hanche et cela pour un encombrement inférieur aux autres solutions proposées dans le tableau morphologique. L'utilisation d'un codeur incrémental dans ce cas-ci n'est pas adéquate : elle requiert l'insertion d'une position de référence lors de l'installation du capteur pour permettre l'annulation des erreurs de mesure qui se seraient accumulées lors du dernier pas. Or, à cause du réglage de l'inclinaison du boîtier latéral et de la faible amplitude de l'angle en flexion-extension de la hanche lors de la marche, il n'est pas certain que la position de référence soit atteinte. On utilisera donc un codeur absolu.

Centrale inertielle : La centrale inertielle placée sur la cuisse du membre sain mesure l'angle de flexion de la hanche correspondante sans requérir une liaison rigide entre le tronc ou le dispositif et la cuisse... contrairement aux autres propositions du tableau morphologique.

Membre mécanique : Le membre mécanique est le même qu'à la solution précédente. Comme l'alignement n'est jamais parfait à cause du nombre de positions limité des réglages, une légère variation de la longueur du membre peut encore survenir et un degré de liberté d'axe transversal doit être intégré à l'extrémité distale du membre mécanique. Un pivot d'axe antéro-postérieur est également ajouté à chaque extrémité pour autoriser l'abduction, voire l'adduction, de la hanche. L'extrémité distale est fixée à la face avant du cuissard pour ne pas gêner la position assise.

Boîtier latéral : Il se compose de deux éléments imbriqués : le second étant partiellement recouvert par le premier. Sur leurs faces inférieures, le premier présente un trou et le second plusieurs de sorte qu'une vis puisse être insérée et solidariser les deux éléments à la longueur souhaitée.

Réglage de l'inclinaison du boîtier latéral : Pour assurer une bonne transmission et le protéger des dégradations dus à l'environnement, le câble doit être entièrement contenu dans le boîtier latéral. Or, la position de la hanche par rapport au boîtier dorsal varie d'une personne à une autre. L'inclinaison du câble et la distance entre les deux poulies doivent donc également varier. Pour cela, soit les ajustements latéraux se font au moyen de deux rails, soit via un système de réglage de l'inclinaison et de la distance. La première configuration est plus encombrante, notamment parce que le câble devrait soit relier deux poulies en direct et nécessiterait dès lors une coque de protection ajustable en plus des rails, soit suivre les rails et donc être dévié par une troisième poulie. Un réglage par inclinaison semble donc plus approprié à ce cas-ci. Il se fait au moyen de deux cylindres à denture emboîtés : l'un est solidaire du boîtier dorsal alors que le second fait partie du boîtier latéral. La précision de l'inclinaison vaut donc 360 degrés divisés par le nombre de dents d'un de ces cylindres.

Rail : Le boîtier dorsal est connecté à la ceinture assurant l'ancrage au tronc au moyen d'un rail qui permet le réglage transversal du dispositif.

IV. Membre mécanique à actionnement latéral via un engrenage à onde de déformation

Dans la même optique que la solution précédente d'aligner le membre mécanique au fémur afin de réduire les efforts appliqués sur l'utilisateur, cette dernière solution explore la possibilité de placer l'ensemble du système d'actionnement sur la hanche en utilisant des technologies minimisant l'épaisseur totale. Le problème d'adapter la transmission mécanique aux ajustements du dispositif disparaît et l'épaisseur du boîtier dorsal est réduite aux dimensions des circuits électroniques et du rail d'ajustement, voire de la batterie. Comme la majorité de la masse se retrouve du côté lésé, il serait préférable de placer la batterie à l'opposé pour une meilleure répartition. Pour réduire l'épaisseur latérale, le choix s'est porté sur un moteur à courant continu sans balais (BLDC) plat, tel que le EC 90 flat proposé par la société Maxon Motor, accouplé à un engrenage à onde de déformation intégrant un roulement supplémentaire à rouleaux afin de supporter la charge. A la sortie de l'engrenage est connecté un arbre autour duquel est placée l'extrémité proximale du membre mécanique. Cette extrémité forme un anneau qui est solidarisé à l'arbre par une goupille. Lorsque l'assistance n'est plus active, c'est-à-dire quand le moteur est en stand-by ou quand il n'est plus alimenté, la goupille doit être enlevée manuellement pour libérer le membre lésé de l'inertie du motoréducteur. Pour maintenir néanmoins l'anneau autour de l'arbre, un écrou est vissé à son extrémité latérale. Pour assurer la transparence en extension sans augmenter l'épaisseur transversale du dispositif, un asservissement à couple nul est appliqué et se base sur les mesures prises par un capteur de force placé à l'interface entre le membre mécanique et la cuisse. La mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée est déterminée par un codeur incrémental dont la piste de mesure est fixée à l'anneau formant l'extrémité proximale du membre mécanique. Cette mesure permet également le suivi du cycle de marche. La mesure de l'angle de la hanche saine est quant à elle obtenue par une centrale inertielle. Trois rails assurent le positionnement de l'actionneur. Deux encoches sont prévues pour accueillir le rail antéro-postérieur afin d'accroître l'amplitude de réglage.

Justifications

Moteur BLDC plat : Comme son nom l'indique, ce type de moteur présente une épaisseur axiale moitié moindre que son homologue. Il génère également un couple pouvant être dix fois plus grand. Cependant, sa masse et son diamètre sont bien supérieurs.

Engrenage à onde de déformation : Tout comme le moteur BLDC plat, l'engrenage à onde de déformation est caractérisé par un diamètre important, une faible épaisseur et un couple de sortie élevé... mais présente également une masse bien inférieure à celle d'un engrenage épicycloïdal pour un même rapport de réduction et un même couple de sortie.

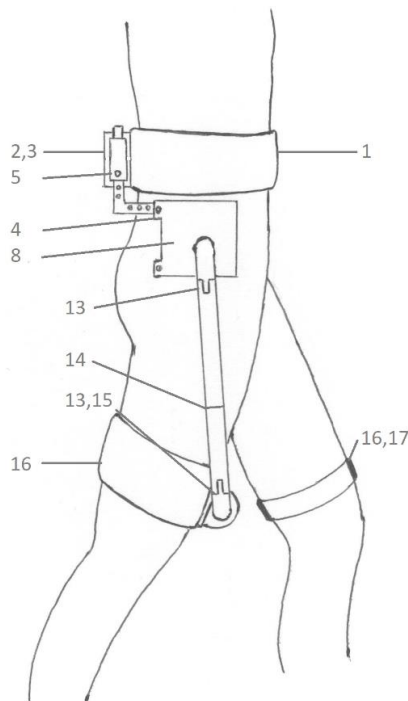
Codeur incrémental : Pour les mêmes raisons qu'à la solution combinée II, l'utilisation d'un codeur a été décidée pour la mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée. Par contre, comme les ajustements ne modifient pas l'inclinaison du boîtier latéral et que l'axe motorisé est proche de l'axe de flexion-extension des hanches, un indicateur de position de référence pour un codeur incrémental peut être maintenu à environ zéro degré de flexion de sorte que les erreurs de mesure soient annulées à chaque pas.

Membre mécanique : Le membre mécanique est formé d'un anneau à son extrémité proximale reposant sur l'arbre connecté à l'engrenage. Cette configuration lui permet d'être supporté par le roulement à rouleaux intégré à l'engrenage à onde de déformation même lorsqu'ils ne sont plus accouplés, c'est-à-dire même lorsque la goupille est extraite de l'arbre. Un épaulement de l'arbre et un écrou vissé à l'extrémité de ce dernier empêchent le déboîtement du membre. Ce membre comprend une glissière, un pivot d'axe antéro-postérieur à chaque extrémité ainsi qu'un pivot d'axe transversal à son extrémité distale afin de reprendre les éventuelles variations de longueur et d'angles dus au décalage entre celui-ci et le fémur. L'extrémité distale est quant à elle connectée à la face avant du cuissard pour ne pas gêner la position assise.

Asservissement à couple nul et goupille : La détermination du couple transmis étant déjà requise par le cahier des charges, l'asservissement à couple nul est la solution assurant la transparence en extension qui est la plus économique en termes d'espace et de masse. Elle doit néanmoins être combinée à une goupille afin de déconnecter le membre mécanique de l'actionneur lorsque l'assistance n'est plus active.

Capteur de force : Contrairement à un couplemètre ou à un élément élastique, le capteur de force n'encombre pas le dispositif latéralement. De plus, il fournit une mesure au plus près du membre assisté ce qui évite de comptabiliser l'inertie du membre mécanique et des éléments qui le précèdent.

Centrale inertielle : Elle mesure la position angulaire en flexion de la hanche saine sans nécessité d'ajout d'une structure articulée qui dérangerait l'utilisateur.



Légende :

- 1 Ceinture
- 2 Boîtier dorsal
- 3 Rail d'axe transversal
- 4 Rail d'axe antéro-postérieur
- 5 Rail d'axe longitudinal
- 6 Membre mécanique
- 7 Ecrou
- 8 Boîtier latéral
- 9 Engrenage à onde de déformation
- 10 Goupille
- 11 Codeur incrémental
- 12 Moteur BLDC plat
- 13 Pivots d'axe antéro-postérieur
- 14 Glissière
- 15 Pivot d'axe transversal
- 16 Cuissards
- 17 Centrale inertielle

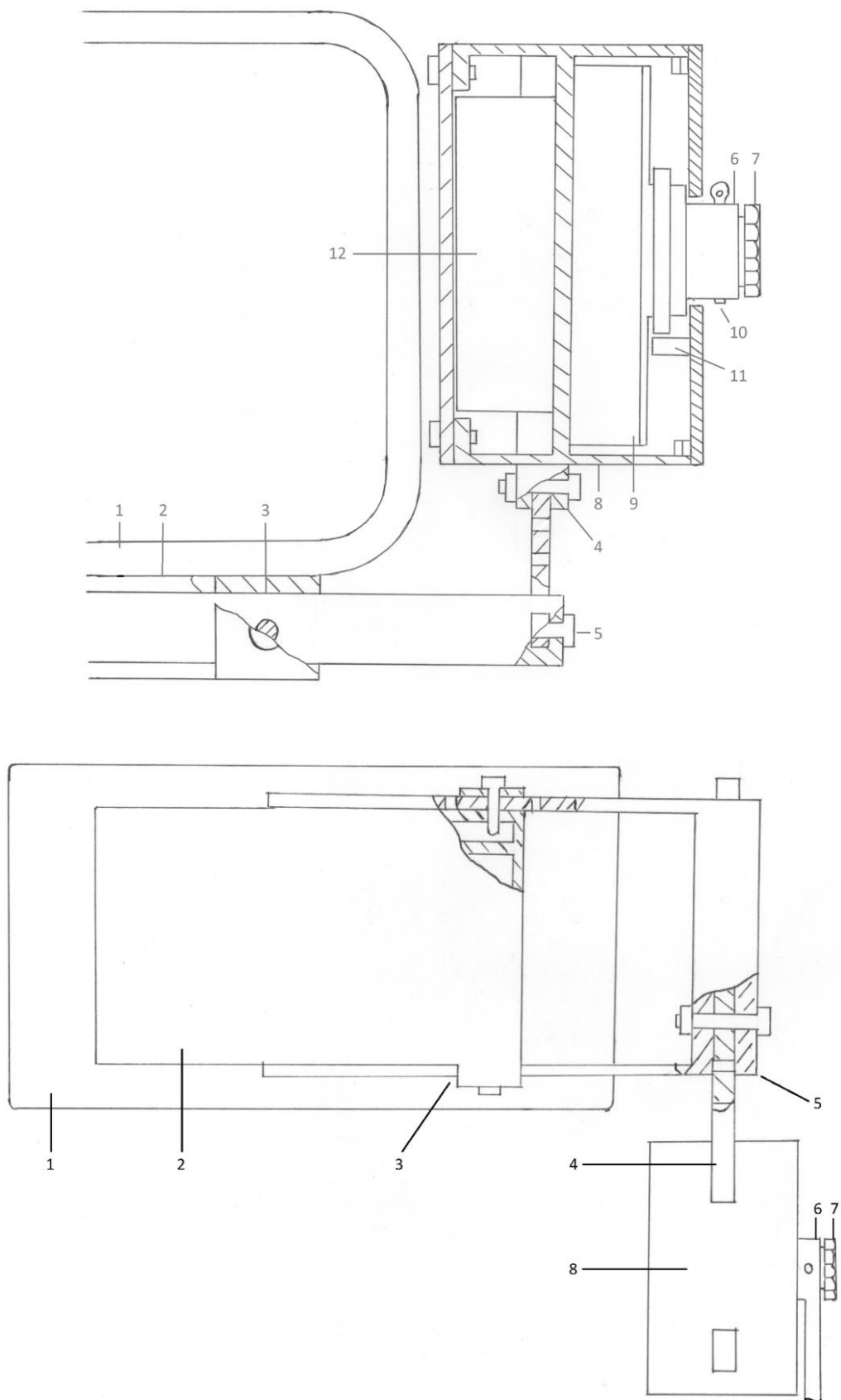


Figure 27 Plans de la solution IV.

V. Membre mécanique à actionnement latéral via un engrenage à roue et vis sans fin

De nouveau, cette solution place l'ensemble du système moteur contre la hanche lésée. Cependant, contrairement à la solution précédente, un moteur à courant continu sans balais classique – non plat – est combiné à un engrenage épicycloïdal. Le coût de revient devrait en être diminué tandis que la masse supplémentaire de l'engrenage est compensée par la réduction de masse du moteur. Par contre, la longueur du motoréducteur ainsi formé étant trop grande pour qu'il soit placé parallèlement à l'axe de flexion de la hanche, un mécanisme supplémentaire doit être ajouté afin de modifier l'axe d'entraînement. Un engrenage à roue et vis sans fin est ainsi inséré. La vis est reliée au motoréducteur par un accouplement et soutenue par une paire de paliers car l'arbre en sortie du motoréducteur n'aurait pu supporter les efforts exercés sur la vis par la roue. La roue est elle-même supportée par une seconde paire de paliers et partage le même arbre que le membre mécanique. Comme à la solution combinée précédente, l'arbre et le membre mécanique sont solidarisés par une goupille. Cette dernière peut être retirée afin de libérer le membre mécanique tant que l'assistance est désactivée. La transparence en extension lors de l'assistance est obtenue par un asservissement à couple nul. La piste d'un codeur incrémental est fixée au membre mécanique afin de mesurer son angle de flexion et un capteur de force est placé à son interface avec la cuisse afin d'en déduire le couple transmis. Le membre mécanique ainsi que les ajustements sont par ailleurs identiques à ceux de la solution combinée précédente. La mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée permet de séquencer le cycle de marche et une centrale inertielle placée sur la cuisse saine fournit l'angle de flexion de la hanche saine.

Justifications

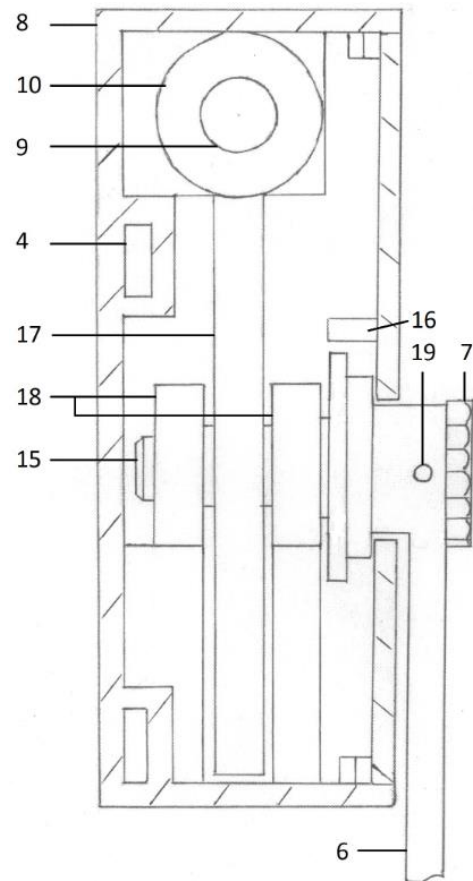
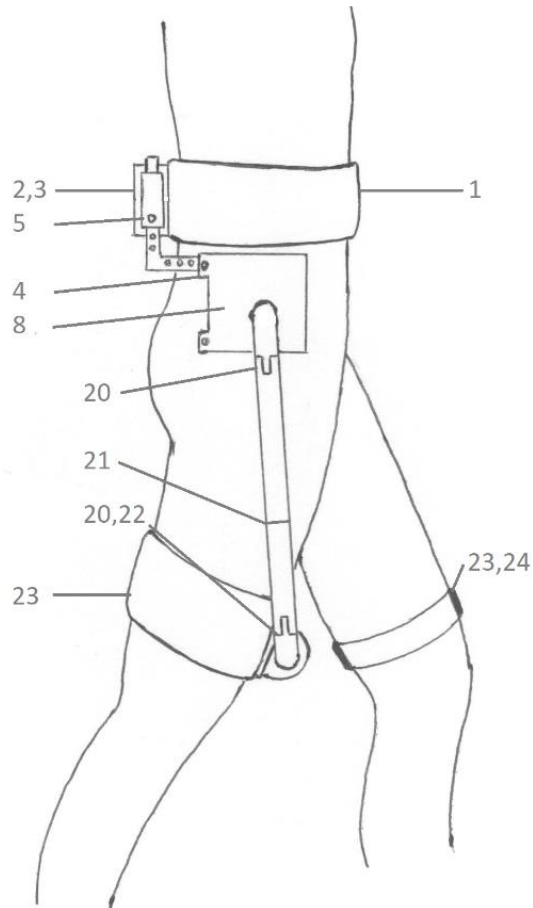
Moteur BLDC : Pour les mêmes raisons qu'aux solutions précédentes, l'utilisation d'un moteur électrique rotatif à courant continu sans balais a été décidée. Dans ce cas-ci, c'est une version classique qui est intégrée : bien plus légère que sa version plate.

Engrenage à roue et vis sans fin : Ce système permet de changer l'axe de rotation et d'obtenir un plus grand rapport de réduction pour un même volume que les autres engrenages gauches ou coniques. De fait, ce rapport n'est plus égal au rapport des diamètres mais bien au rapport du nombre de filets de la vis par le nombre de dents de la roue. De plus, la transmission se faisant par glissement, elle n'engendre que peu de vibrations et est plus silencieuse. En contrepartie, les frottements qui ont lieu réduisent le rendement. Néanmoins, ce rendement peut dépasser 80% pour autant que l'on n'ait pas besoin d'un système irréversible... sinon il risque de descendre sous les 40%.¹⁰ Fort heureusement, l'irréversibilité n'est pas nécessaire pour notre application.

Engrenage épicycloïdal : Le rapport de réduction fourni par l'engrenage à roue et vis sans fin ne suffisant pas, un engrenage supplémentaire est nécessaire. Le rapport complémentaire ne pouvant être fourni par une seule paire de pignons et pour des raisons d'optimisation ainsi que de facilité de montage, il est préférable de se tourner vers un composant intégrant déjà un nombre suffisant d'étages tel qu'un engrenage épicycloïdal.

¹⁰ https://fr.wikipedia.org/wiki/Vis_sans_fin

Les autres composants sont identiques à ceux de la solution combinée IV et ont été choisis pour les mêmes raisons.



Légende :

- | | |
|--------------------------------|----------------------------|
| 1 Ceinture | 9 Moteur BLDC |
| 2 Boîtier dorsal | 10 Engrenage épicycloïdal |
| 3 Rail d'axe transversal | 11 Support |
| 4 Rail d'axe antéro-postérieur | 12 Accouplement |
| 5 Rail d'axe longitudinal | 13 Paliers |
| 6 Membre mécanique | 14 Vis sans fin |
| 7 Ecrou | 15 Arbre et son épaulement |
| 8 Boîtier latéral | 16 Codeur incrémental |

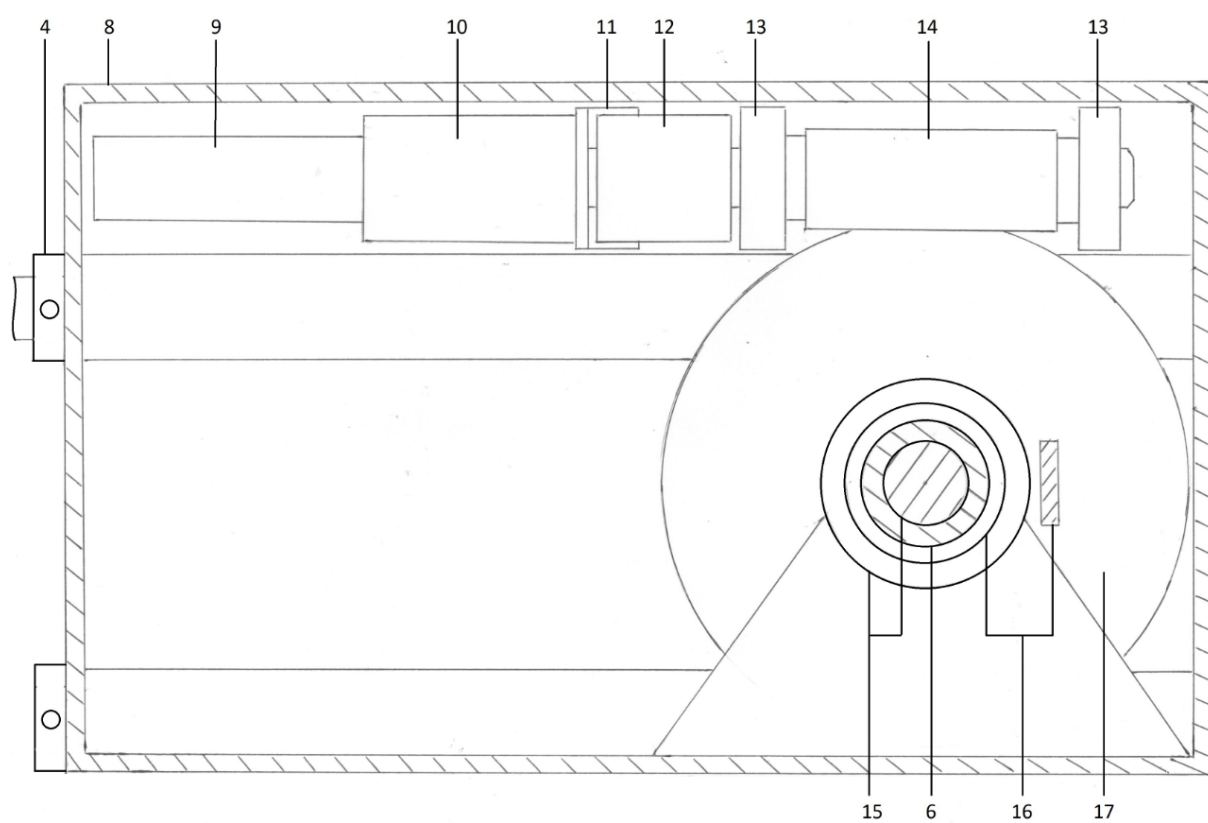


Figure 28 Plans de la solution V.

2.2.3 Evaluation des solutions

La comparaison des solutions combinées est une étape essentielle dans la méthodologie de conception car elle va déterminer celle qui sera développée par la suite. Afin d'obtenir une comparaison aussi pertinente que possible, il faut tout d'abord identifier un ensemble de critères qui permettent d'évaluer la qualité des solutions envisagées par rapport aux fonctions et spécifications mentionnées dans le cahier des charges. Ces critères ayant une importance relative les uns par rapport aux autres, un poids différent leur est octroyé : plus le critère est essentiel, plus le poids est grand. De même, pour chacun des critères, chaque solution reçoit une note représentant sa capacité à répondre au critère considéré. Les critères dont la note est identique à chaque solution ne sont pas développés car ils n'enrichissent pas la comparaison.

Critères de performance

- **Sécurité** : La priorité est bien évidemment d'assurer la sécurité de l'utilisateur. Celle-ci est évaluée sur base des efforts exercés par le dispositif sur le corps et sur les éventuelles situations à risque.
- **Transparence lors de l'extension de la hanche lésée** : Le but du projet est de créer un dispositif d'assistance à la flexion de la hanche. Or, la qualité de l'assistance dépend entre autre de sa capacité à ne pas perturber les mouvements de l'utilisateur. Pour évaluer cela, on fait appel au concept de transparence en électromécanique. Pour ce critère, je me focaliserai uniquement sur la transparence en extension de la hanche lors de l'assistance. La transparence en mode « stand-by », c'est-à-dire quand le dispositif fonctionne mais n'apporte pas d'assistance à la marche, ainsi qu'en mode « hors alimentation », c'est-à-dire quand la batterie est déchargée, ne sont pas considérées dans les critères car elles sont obtenues par désaccouplement dans chaque solution et ont donc la même note. La gêne occasionnée sur les autres mouvements sera évaluée dans le critère d'ergonomie.
- **Autonomie** : Qui dit dispositif portable actif, dit dispositif de masse limitée possédant sa propre source d'énergie. Ainsi, l'autonomie est une caractéristique majeure des appareils d'assistance portables. Comme aucune énergie ne peut être récupérée d'un autre mouvement de l'utilisateur afin de ne pas gêner ce même mouvement, l'autonomie sera uniquement évaluée par le rendement du dispositif. Bien sûr, ceci n'est qu'une approximation : le rendement varie selon l'usure, la vitesse de rotation, etc.
- **Masse** : Comme signalé précédemment, la masse est une caractéristique limitante pour les appareils portables. En effet, contrairement à la plupart des exosquelettes qui se prolongent jusqu'à la base des pieds afin de soutenir leur propre poids, les orthèses sont supportées par l'utilisateur... Utilisateur qui, rappelons-le, subit déjà un affaiblissement de sa force musculaire.
- **Ergonomie** : Ce critère évalue l'ergonomie de l'appareil en fonction de ses dimensions, de la répartition de la masse, ainsi que de ses degrés de liberté.
- **Prix** : La qualité de l'assistance est bien évidemment une priorité mais celle-ci ne doit pas affecter excessivement l'accessibilité du produit. Mieux vaut un produit accessible apportant le niveau d'assistance voulu sans être pour autant parfait, plutôt qu'un produit irréprochable mais onéreux et donc visant un public très restreint. Il faut donc trouver un compromis entre qualité et coût afin d'apporter un produit fonctionnel accessible au plus grand nombre d'utilisateurs.

Poids des critères

Afin d'affiner la comparaison, un poids est donné à chaque critère selon son importance.

Critères	Poids	Justifications
Sécurité	3	La priorité est bien sûr d'assurer la sécurité de l'utilisateur. C'est pourquoi, toute solution causant soit des blessures légères mais fréquentes, soit des blessures graves, doit être rejetée.
Transparence lors de l'extension de la hanche lésée	2	La qualité de l'assistance dépend entre autres de sa capacité à ne pas perturber les autres mouvements de l'utilisateur. En effet, l'utilisateur ayant déjà un handicap, il faut éviter de restreindre davantage ses mouvements.
Autonomie	2	Comme dit précédemment, l'autonomie est une caractéristique majeure des appareils d'assistance portables même si la possibilité de changer de batterie la rend moins critique.
Masse	2	Même si la masse du dispositif ne représente que quelques pourcents de celle de l'utilisateur, elle peut se révéler gênante voire limitante chez des personnes ayant une force musculaire amoindrie. Qui plus est, une diminution de la masse peut être convertie en augmentation de la capacité de la batterie. La masse doit donc avoir un poids similaire à celui de l'autonomie.
Ergonomie	1	Moins le dispositif dérange l'utilisateur, mieux c'est. Cela reste néanmoins un critère secondaire.
Prix	1	Le coût ne doit pas affecter excessivement la qualité de la solution mais il faut veiller à ce que le produit reste accessible financièrement.

Figure 29 Poids justifiés des critères de comparaison.

Evaluation des solutions

Afin d'obtenir une plus grande finesse dans le jugement, une évaluation absolue a été menée. Elle consiste à utiliser une échelle indépendante des solutions qui se base autant que possible sur les exigences du cahier des charges. A chaque critère de performance correspond une table d'évaluation ou un ensemble de considérations sur base duquel une note allant de 0 à 4 est attribuée. Plus avantageuse est la solution, plus élevée est la note.

Sécurité

Deux éléments sont pris en compte : les forces exercées sur l'utilisateur ainsi que les risques de le blesser. Si les uns ou les autres sont trop élevés, la note finale attribuée sera nulle et, contrairement aux autres critères, causera le rejet de la solution. Notons que la précision de l'assistance est également déterminante pour la sécurité. En effet, l'application d'un couple élevé au mauvais moment pourrait causer un mouvement non souhaité qui déstabiliserait l'utilisateur et entraînerait sa chute. Toutefois, la précision n'est pas reprise dans les critères car les capteurs choisis devraient permettre une précision suffisante.

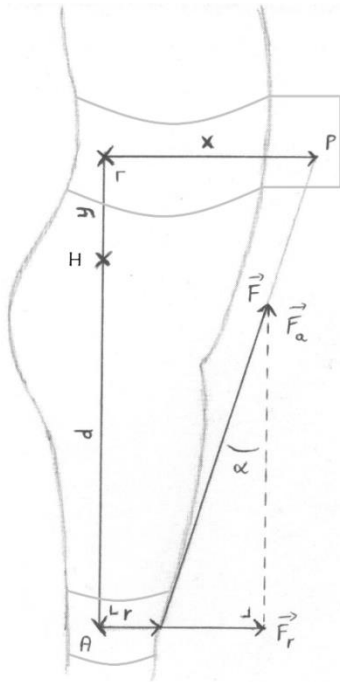


Figure 30 Illustration des données du calcul de F (solution I).

$$F_r = \frac{C_{ass,max}}{d} = 314.3 \text{ N}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{x-r}{y+d}\right) \approx 18.4^\circ$$

$$F = \frac{F_r}{\sin \alpha} \approx 994 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_r}{\tan \alpha} \approx 943 \text{ N}$$

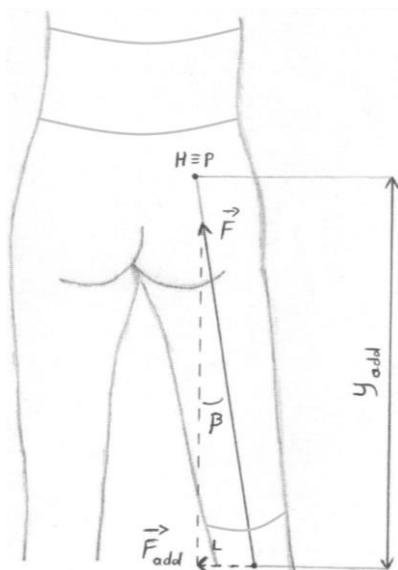


Figure 31 Illustration des données du calcul de C_{add} (solution I).

Solution I :

Au démarrage de la phase oscillante, alors que le couple à générer est maximum, le câble de traction est au plus proche de la hanche. Se faisant, l'angle α délimité par le câble et la cuisse lésée dans le plan sagittal est faible. La composante radiale à la cuisse F_r de la force F de traction du câble est dès lors bien plus faible que sa composante axiale F_a alors qu'elle est la seule participant à la rotation de la hanche. La force F exercée sur la cuisse ainsi que celle qui s'exerce sur le tronc par réaction sont toutes deux bien supérieures à la force strictement nécessaire pour mouvoir la hanche F_r. Pour s'en convaincre et évaluer la force F exercée sur le corps, reportons-nous à la Figure 30 qui montre une hanche droite assistée par le dispositif. H indique la position de la hanche, P la sortie du câble enroulant la poulie, A la projection orthogonale du point d'attache du câble sur le fémur, r le rayon de la cuisse, x, y et d les distances entre ces points. Pour faciliter les calculs, on considère que le couple d'assistance est maximum quand l'angle de flexion de la hanche est nul. Sachant que la force F à produire dépend de sa composante radiale F_r, laquelle participe au mouvement de la hanche et dépend de la distance d, et de l'angle α qui dépend quant à lui de la position de P par rapport au point d'attache du câble, l'idéal pour minimiser F serait d'augmenter d et x et de diminuer r et y. La configuration qui semble avantager F tout en restant réaliste et sur base de laquelle un F minimum va être calculé est (x=x_{max}=0.2m, y=y_{min}=0.1m, d=d_{max}=0.35m, r=r_{min}=0.05m). On obtient ainsi une valeur minimale de presque 1000 N pour F avec une composante axiale F_a non souhaitée d'environ 940 N, soit plus du triple de la force radiale F_r nécessaire pour assurer l'assistance.

De plus, par réaction, une force de même intensité mais de direction opposée est exercée sur le tronc. Des bretelles doivent alors être ajoutées pour maintenir le dispositif en position et reporter la composante verticale de la force, équivalente à une charge de 100 kg, sur les épaules. De même, il faut serrer suffisamment l'ancrage à la cuisse pour ne pas qu'il se rapproche de la hanche lors de l'utilisation. Ce dispositif n'est donc pas viable pour exercer un couple de 110 N.

A ces remarques vient s'ajouter le fait que, bien que le câble en lui-même ne soit pas dangereux pour l'utilisateur lors d'une utilisation normale, le couple d'adduction qu'il induirait si la hanche effectuait préalablement un mouvement d'abduction trop ample, fausserait la démarche et risquerait de déséquilibrer l'utilisateur. Cela est d'autant plus important que les hémiplegiques ont tendance à effectuer un mouvement de fauchage pour éviter de trébucher à cause du frottement de leur pied lésé contre le sol lors de la phase oscillante. A titre d'exemple (Figure 31), si on considère que H et P se confondent sur le plan frontal, la traction du câble sous un angle d'abduction β de 5° entraînerait un couple d'adduction C_{add} de 30.2 Nm soit

$$F_{add} = F * \sin\beta \approx 86.63 \text{ N}$$

$$y_{add} = d * \cos\beta \approx 0.35 \text{ m}$$

$$C_{add} = F_{add} * y_{add} \approx 30.2 \text{ Nm}$$

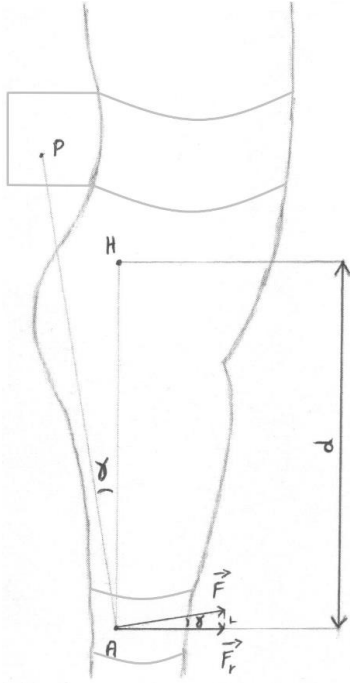


Figure 32 Illustration des données du calcul de F (solution II).

$$F_r = \frac{C_{ass,max}}{d} = \frac{110}{0.25} = 440 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_r}{\cos\gamma} = \frac{440}{\cos 20^\circ} \approx 468 \text{ N}$$

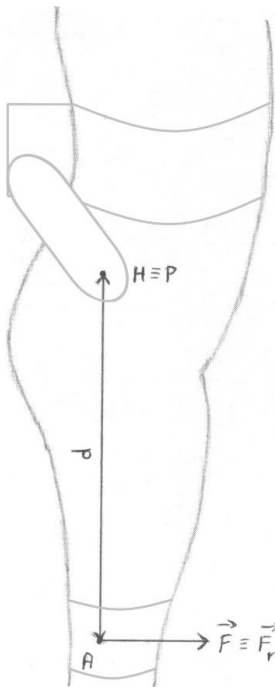


Figure 33 Illustration des données du calcul de F (solutions III, IV, V).

27.5% du couple d'assistance en flexion maximum. De plus, le couple de flexion serait réduit car la composante de force radiale en serait diminuée.

Solution II :

Dans ce cas-ci, la force F exercée sur la cuisse est égale au quotient de la division de la force radiale F_r participant à la rotation de la hanche par le cosinus de l'angle γ compris entre le membre mécanique et le fémur dans le plan sagittal (Figure 32). En supposant une distance d moyenne entre la hanche H et la projection orthogonale A du point d'ancrage du membre mécanique sur le fémur de 0.25 mètre et un angle γ de maximum 20° , on obtient une force radiale F_r requise maximale de 440 N et une force totale F de 468 N. La valeur posée pour γ vient du fait que l'angle d'extension maximal de la hanche est de 20° . Par conséquent, l'utilisateur doit supporter à l'ancrage de la cuisse, ainsi qu'à l'ancrage du tronc par réaction, une force équivalente à une charge de 47 kg. Cette valeur est relativement élevée mais reste acceptable dans la mesure où elle a été calculée sur base de l'effort requis pour assister une personne de 120 kg. Une personne plus légère nécessitera un couple d'assistance plus faible et donc une force de réaction moindre. De plus, la force peut être réduite en approchant l'ancrage du genou. Si cela s'avère néanmoins trop désagréable lors des tests, le niveau d'assistance devra être revu à la baisse. Concernant les configurations pouvant blesser l'utilisateur, l'éventualité qu'une main se coince entre la cuisse et le membre mécanique lors de la marche est présente et fait appel à la prudence de l'utilisateur.

Solutions III, IV et V :

Dans ces trois solutions, l'axe de rotation motorisé du membre mécanique est idéalement confondu avec l'axe de flexion-extension de la hanche. De ce fait, la force qu'il exerce sur la cuisse participe entièrement à la mobilisation de la hanche en flexion (Figure 33). Pour un couple d'assistance maximal $C_{ass,max}$ de 110 Nm et un membre mécanique de 0.25 mètre de longueur, la force exercée par ce membre sur la cuisse et, par réaction, sur le tronc, est de 440 newtons. Les deux façons de réduire davantage cette force sont d'approcher l'extrémité distale du membre mécanique du genou et de baisser le niveau d'assistance.

$$F = F_r = \frac{C_{ass,max}}{d} = 440 \text{ N}$$

Le déplacement du membre mécanique par rapport à la hanche étant fortement restreint comparé à la solution II, le risque de pincement n'est présent que lors de l'adduction de la hanche. Toutefois, la structure latérale du dispositif devrait empêcher une telle situation de se produire en écartant le bras de l'utilisateur de sa hanche.

Conclusion

- Forces exercées sur l'utilisateur

Comme la force appliquée sur la cuisse aux solutions III, IV et V participe entièrement à la flexion de la hanche, ces solutions reçoivent la meilleure note. La force appliquée à la solution II n'étant que de 6% supérieure, la même note lui est attribuée. Quant à la solution I, la force exercée valant au moins le double et n'étant pas supportable par l'utilisateur, elle est exclue.

- Configurations pouvant blesser l'utilisateur

Le positionnement du câble à la solution I et sa flexibilité réduisent le risque que l'utilisateur se blesse à son contact. Toutefois, un mouvement d'adduction est induit si l'angle d'abduction de la hanche est positif. Cette impulsion transversale pourrait causer la chute de l'utilisateur si elle est trop intense. Pour ces raisons, la solution I reçoit une note de un sur deux. Pour ce qui est des solutions III, IV et V, contrairement à la II, la proximité du membre mécanique avec la cuisse réduit leur déplacement relatif et ainsi le risque que la main se coince sous celui-ci. Néanmoins, ce risque indique juste une attention à prendre et n'est pas présent si des béquilles sont utilisées en complément pour sécuriser la marche. Les solutions III, IV et V reçoivent donc la meilleure note tandis que la II a une pénalité.

	Solutions				
	I	II	III	IV	V
Forces exercées sur l'utilisateur	0 ^Δ	2	2	2	2
Configuration pouvant blesser l'utilisateur	1	1	2	2	2
Total	1 ^Δ	3	4	4	4

Tableau 6 Résultats concernant la sécurité (Δ = note de rejet).

Transparence lors de l'extension de la hanche lésée

Une façon d'évaluer la technique assurant la transparence lors de l'extension de la hanche lésée est d'estimer l'inertie apparente du dispositif reportée à la hanche lors de ce mouvement et de la comparer à celle de la jambe. En effet, comme l'inertie d'un corps vaut le couple à lui appliquer afin de l'accélérer de 1 rad/s^2 , elle est représentative de l'effort supplémentaire que doit fournir l'utilisateur pour mouvoir le dispositif. La fiabilité de la technique de transparence est également considérée dans la cotation.

Solution I : Seul l'ancrage à la cuisse se trouve en aval du câble assurant la transparence. Par conséquent, le couple supplémentaire que doit produire le porteur est infime. Qui plus est, la fiabilité de la méthode est élevée vu qu'il suffit au dispositif de libérer assez de câble afin que ce dernier reste détendu durant la phase d'extension.

Solution II : Dans cette solution, l'ancrage à la cuisse, le membre mécanique, une poulie et l'arbre qui la supporte restent solidaires de la jambe lors du mouvement d'extension. En supposant que ces éléments sont en acier et que la densité linéique du membre mécanique vaut celle de la glissière référencée en annexe 3, l'inertie apparente peut être approximée comme suit ¹¹ :

¹¹ G = centre du membre mécanique, H = centre de rotation de la hanche, P = centre de la poulie, a = arbre, b = membre mécanique, d = dispositif, h = hanche, i = membre inférieur, p = poulie, I = inertie, m = masse, r =

- L'inertie de la poulie selon son axe de rotation vaut

$$I_p^P = \frac{1}{2} m_p r_p^2 = \frac{1}{2} \rho_{v,p} l_p \pi r_p^4 \approx \frac{1}{2} 8000 * 0.015 * \pi * 0.04^4 = 4.8 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

- L'inertie de l'arbre selon son axe de rotation vaut

$$I_a^P = \frac{1}{2} m_a r_a^2 = \frac{1}{2} \rho_{v,a} l_a \pi r_a^4 \approx \frac{1}{2} 8000 * 0.125 * \pi * 0.0125^4 \approx 0.4 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

- L'inertie du membre mécanique reportée à la poulie vaut

$$I_b^P = I_b^G + m_b \left(\frac{l_b}{2} \right)^2 = m_b \frac{L_b^2 + l_b^2}{12} + m_b \frac{l_b^2}{4} = \rho_{l,b} l_b \frac{L_b^2 + l_b^2}{12} + \rho_{l,b} l_b \frac{l_b^2}{4}$$

$$\approx 1.4 * 0.3 * \frac{0.04^2 + 0.3^2}{12} + 1.4 * 0.3 * \frac{0.3^2}{4} \approx 127 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

- L'inertie à vaincre au niveau de la poulie lors de l'extension vaut

$$I_d^P = (4.8 + 0.4 + 127) * 10^{-4} \approx 0.013 \text{ kg.m}^2$$

- L'inertie apparente reportée à la hanche vaut $I_d^H = I_d^P \left(\frac{\omega_p}{\omega_h} \right)^2 \xrightarrow{\omega_p < \omega_h} I_d^H < I_d^P$

En effet, l'axe motorisé du membre mécanique étant en retrait par rapport à la hanche, son déplacement angulaire est moindre que celui de la hanche et donc sa vitesse également.

En comparaison, l'inertie du membre inférieur I_i^H au niveau de la hanche lorsque la jambe est tendue vaut, à partir des données de Winter [47], 1.8 kg.m² pour une personne pesant 50 kg (M) et mesurant 1.6 m (H).

$$m_i = m_{N,i} M = 0.161 * 50 = 8.05 \text{ kg}$$

$$l_i = l_{N,i} H = 0.53 * 1.6 \approx 0.85 \text{ m}$$

$$I_i^H = m_i (l_i \rho_p)^2 = 8.05 * (0.85 * 0.56)^2 \approx 1.8 \text{ kg.m}^2$$

L'inertie apparente du dispositif lorsque sa technique de transparence est activée est donc négligeable par rapport à celle de la jambe. De plus, comme à la solution I, la fiabilité de la méthode est élevée. L'utilisateur ne devrait donc fournir qu'un faible effort supplémentaire.

Solution III : La situation est similaire à celle de la solution II si ce n'est que le membre mécanique est plus court et que le rapport des vitesses est presque unitaire du fait du faible décalage entre l'axe de flexion de la hanche et celui du membre mécanique. L'inertie apparente est donc du même ordre de grandeur que l' I_d^P calculée à la solution précédente et est par conséquent négligeable par rapport à celle du membre inférieur.

Solutions IV et V : L'asservissement à couple nul est une technique dont la fiabilité dépend notamment de la précision du capteur de force, de la variabilité du rendement des composants, du temps de réaction du système et d'une connaissance précise de la longueur du membre mécanique une fois installé. Longueur qui varie d'ailleurs durant le cycle de marche à cause d'un léger décalage entre l'extrémité proximale de ce membre et le centre de rotation de la hanche assistée. Pour se faire une idée, analysons l'impact de la précision du capteur de force et du réglage du membre mécanique sur la transparence. Supposons une erreur de 1% sur la mesure du capteur de force¹² ainsi qu'une erreur de 8% sur la longueur du membre, soit une réduction de 20 mm par rapport à la longueur de référence de 250 mm. Le couple valant le produit de la force et de la distance, à couple d'assistance maximum de 110 Nm, l'erreur en couple obtenue vaudrait $0.01 * 110 / (1 - 0.08)$, soit

rayon, l = longueur, L = largeur, ρ_v = densité volumique, ρ_l = densité linéique, ρ_p = rayon de gyration proximal normalisé, m_N = masse normalisée, l_N = longueur normalisée, ω = vitesse angulaire en extension

¹² Inspiré de <https://variense.com/product/fse1001/>

1.2 Nm. Une fois le résultat précédent divisé par l'accélération correspondante au couple maximum qui est de 25.18 rad/s², on obtient une estimation de 0.05 kg.m² pour l'inertie à vaincre. Cela est bien supérieur aux solutions précédentes mais reste néanmoins négligeable par rapport à l'inertie du membre inférieur. Notons qu'avoir placé le capteur à l'interface entre le dispositif et le membre assisté évite de comptabiliser l'inertie du dispositif dans la mesure.

Conclusion

- **Inertie du dispositif reportée à la hanche lors de l'extension de la hanche lésée, une fois la technique assurant la transparence activée**
Les inerties calculées étant négligeables comparées à celle de la jambe, toutes les solutions reçoivent la note maximale.
- **Fiabilité de la méthode**
La meilleure note est attribuée aux solutions I, II et III puisque la technique utilisée est très simple à mettre en œuvre. Par contre, les solutions IV et V reçoivent une pénalité car la précision de leur technique dépend de plusieurs variables.

	Solutions				
	I	II	III	IV	V
Inertie	2	2	2	2	2
Fiabilité	2	2	2	1	1
Total	4	4	4	3	3

Tableau 7 Résultats concernant la qualité de la transparence.

Autonomie

L'autonomie est évaluée sur base du rendement électromécanique. Ce dernier est difficile à estimer sans poser d'hypothèses car les rendements des éléments varient selon différents paramètres tels que la vitesse de rotation, le couple et la température. Les hypothèses suivantes sont donc posées :

- les rendements utilisés pour les moteurs et les engrenages sont les valeurs maximales fournies dans les fiches techniques correspondantes et reprises en annexe 3 ;
- les rendements d'une paire de roulements, de la transmission par poulies et par le système vis-pignon sont estimés à 0.995, 1 et 0.80 respectivement ;
- la consommation des capteurs et de l'électronique est négligée compte tenu de celle liée à la chaîne cinématique.

La note est attribuée sur base de la table d'évaluation (Tableau 8).

Notes	Rendement
4	$0.80 < \eta$
3	$0.60 < \eta \leq 0.80$
2	$0.40 < \eta \leq 0.60$
1	$0.20 < \eta \leq 0.40$
0	$\eta \leq 0.20$

Tableau 8 Table d'évaluation de l'autonomie des solutions combinées proposées.

$$\text{Solution I : } \eta_{EC22} * \eta_{GP42C} * \eta_{roulements} \approx 0.64$$

$$\text{Solution II : } \eta_{EC22} * \eta_{HFUS-17-2SO} * \eta_{poulies} * \eta_{roulements}^2 \approx 0.62$$

$$\text{Solution III : } \eta_{EC22} * \eta_{GP52C} * \eta_{poulies} * \eta_{roulements}^2 \approx 0.67$$

$$\text{Solution IV : } \eta_{EC90flat} * \eta_{SHD-25-2SH} \approx 0.46$$

$$\text{Solution V : } \eta_{EC22} * \eta_{GP32HP} * \eta_{vis-roue} * \eta_{roulements}^2 \approx 0.53$$

	I	II	III	IV	V
Notes	3	3	3	2	2

Tableau 9 Résultats concernant l'autonomie.

Masse

La masse de chaque solution a été estimée à partir des données rassemblées en annexe 3. Seules l'électronique ainsi que la source d'énergie n'ont pas été prises en compte dans ce prototype car elles sont externes à la partie portable et leur intégration, le cas échéant, ne devrait pas valoriser notablement l'une ou l'autre solution. La masse est notée à partir de la table d'évaluation (Tableau 10). Pour rappel, le cahier des charges vise une masse maximale de 3 kg au niveau du bassin et de 1 kg à chaque hanche. Comme la somme des masses des ancrages aux hanches et des éléments qu'ils soutiennent est estimée à environ 500 grammes pour les solutions II à V, en accord avec le cahier des charges, une masse totale supérieure à 3.5 kg recevra une note nulle. Néanmoins, cette note n'est pas exclusive car des études ont montré qu'une masse supérieure soutenue à la taille avait peu d'impact sur le coût métabolique durant la marche. En effet, [48] conclue qu'une charge fixée au tronc peut avoir une masse allant jusqu'à 8% de la masse de la personne sans perturber la marche. Par contre, [49] précise que le coût métabolique durant la marche augmente de un à deux pourcents par kilogramme d'une charge placée à la taille.

Notes	Masse [kg]
4	$m \leq 2$
3	$2 < m \leq 2.5$
2	$2.5 < m \leq 3$
1	$3 < m \leq 3.5$
0	$3.5 < m$

Tableau 10 Table d'évaluation de la masse.

	Solutions				
	I	II	III	IV	V
Masses [kg]	2.35	3.24	3.37	3.58	3.83
Notes	3	1	1	0	0

Tableau 11 Résultats concernant la masse.

Ergonomie

Pour évaluer l'ergonomie de la solution, la répartition de la masse et l'encombrement du dispositif sont considérés. Idéalement, la masse du dispositif devrait être symétrique par rapport au plan médian du corps afin d'éviter un déséquilibre qui impacterait la marche de l'utilisateur. De plus, la solution devrait épouser le plus possible la morphologie de l'utilisateur et laisser libres les degrés de liberté du corps humain qui ne sont pas assistés.

Solution I : En plaçant la batterie du côté opposé au motoréducteur, la masse est équilibrée de part et d'autre du plan médian. Les dimensions du dispositif sont acceptables et l'ajout éventuel d'une batterie ainsi que de l'électronique ne devrait pas les augmenter excessivement. La transmission par câble et les ancrages aux cuisses intégrant les centrales inertielles sont relativement discrets. Le câble autorise une totale liberté de mouvement à l'utilisateur.

Solution II : La masse est relativement bien équilibrée. De plus, le fait que le poids se trouve au niveau des lombaires est idéal. L'épaisseur du boîtier n'est pas embarrassante lors de la marche mais se révèle dérangeante pour s'adosser. Le membre mécanique n'occupe le flanc de l'utilisateur que lorsque la pente du terrain est importante. Son encombrement reste donc tout à fait acceptable pour sa fonction première qui est d'assister la marche. Néanmoins, le bras du côté lésé risque de le

percuter à chaque pas. Sans que cela soit nécessairement douloureux, ça gêne le balancement des bras. De plus, les mouvements d'adduction sous un certain angle d'abduction ne sont pas permis lorsque le membre mécanique longe la hanche. Pour ne pas que cela nuise à une bonne démarche, il faut écarter suffisamment le membre mécanique dans la direction transversale.

Solution III : La masse est relativement bien répartie. Le boîtier dorsal est moins encombrant qu'à la solution précédente mais la partie latérale du dispositif occupe constamment le flanc du porteur. Le bras situé du côté lésé sera donc écarté de la hanche par la partie latérale du dispositif lors de son balancement ce qui est, d'une certaine façon, avantageux car cela évite un contact franc avec le membre mécanique à chaque pas. Aucun mouvement ne devrait dès lors être entravé.

Solution IV : La totalité du mécanisme se trouvant sur le flanc, la majorité de la masse y est reprise. Du point de vue de l'encombrement, l'épaisseur latérale est plus grande qu'à la solution précédente tandis que l'épaisseur du boîtier dorsal est moindre car il sert uniquement à l'ajustement du dispositif et à la protection de l'électronique et de la batterie. Aucun degré de liberté ne devrait être limité bien que, comme à la solution précédente, le balancement du bras est dérangé.

Solution V : Mêmes remarques qu'à la solution IV bien que le boîtier latéral est plus volumineux.

Conclusion

- Répartition de la masse

Alors que les solutions I, II et III ont leur masse relativement bien répartie, les solutions IV et V en concentrent presque la totalité du côté lésé. Les solutions I, II et III reçoivent donc la meilleure note tandis que la plus mauvaise est attribuée à la IV.

- Encombrement

Contrairement à la solution I où le câble permet une totale liberté de mouvement, la présence du membre mécanique aux autres solutions affecte le balancement des bras et rend le dispositif plus volumineux. L'assistance à la marche n'en est néanmoins pas dégradée. Toutefois, pour la solution II, le membre mécanique doit non seulement être suffisamment écarté de la hanche pour ne pas entraver son adduction mais, en plus, il risque de percuter le bras à chaque pas si des béquilles ou un déambulateur ne sont pas utilisés. Pour ces raisons, la solution I obtient la meilleure note, les III, IV et V reçoivent une pénalité tandis que la note la moins bonne est attribuée à la II sans que cela ne la discrédite.

	Solutions				
	I	II	III	IV	V
Répartition de la masse	2	2	2	0	0
Encombrement	2	0	1	1	1
Total	4	2	3	1	1

Tableau 12 Résultats concernant l'ergonomie.

Prix

Le dernier critère est le prix. L'électronique et la source d'énergie n'ont pas été comptabilisées mais leurs coûts devraient être sensiblement les mêmes d'une solution à l'autre. Une estimation du prix de chaque composant est fournie en annexe 3. La complexité mécanique fait quant à elle intervenir les coûts de fabrication de la structure et d'assemblage. La note est attribuée sur base de la table d'évaluation ci-jointe.

Notes	Complexité
+ 1	Simple
+ 0	Complexe
	Prix HTVA [€]
3	$p \leq 1600$
2	$1600 < p \leq 2000$
1	$2000 < p \leq 2400$
0	$2400 < p$

La solution III perd un point pour la complexité de sa structure car ses réglages impliquent une forme particulière et un montage assez fastidieux comparé aux autres solutions.

Tableau 13 Table d'évaluation du prix.

	Solutions				
	I	II	III	IV	V
Prix HTVA [€]	1500	2615	1805	2210	1820
Critères et notes					
Complexité	1	1	0	1	1
Prix	3	0	2	1	2
Total	4	1	2	2	3

Tableau 14 Résultats concernant le prix.

Résultats

La somme des produits des notes obtenues à chaque critère par leur poids respectif donne le score de la solution.¹³ La solution retenue est celle qui obtient le score le plus élevé.

Critères et poids			Solutions				
			I	II	III	IV	V
Sécurité	3		1 ^Δ	3	4	4	4
Transparence en extension	2		4	4	4	3	3
Autonomie	2		3	3	3	2	2
Masse	2		3	1	1	0	0
Ergonomie	1		4	2	3	1	1
Prix	1		4	1	2	2	3
Total			31 ^Δ	28	33	25	26

Tableau 15 Récapitulatif des notes obtenues (Δ = indicateur de rejet de la solution basé sur la sécurité).

La solution retenue est donc la III. Comme on peut le voir, elle précède de peu la solution I qui a obtenu des notes excellentes dans tous les critères si ce n'est qu'elle présente une faille trop importante au niveau de la sécurité. En effet, pour le couple d'assistance à fournir, les forces exercées sur le corps sont trop élevées que pour être supportables et la génération d'un couple parasite d'abduction biaise l'assistance apportée. La solution II perd quant à elle des points à cause du désaxement de son membre mécanique par rapport à la hanche. Bien qu'il semblait intéressant de concentrer tous les composants au dos de l'utilisateur, le déplacement relatif du membre mécanique par rapport à la cuisse libre entre eux un espace variable dans lequel la main risque de se coincer. De plus, son amplitude de mouvement empêche d'installer une épaisseur au niveau des

¹³ Par exemple, la solution I obtient un score de $3*1 + 2*4 + 2*3 + 2*3 + 1*4 + 1*4 = 31$

côtes pour décaler le bras et ainsi leur éviter tout contact. Les solutions IV et V sont quant à elles notamment défavorisées par leur masse plus élevée qui est, en plus, localisée du côté lésé. Leur autonomie est également moindre.

Chapitre 3 – Dimensionnement

Plusieurs composants vont être dimensionnés afin d'évaluer le rendement du dispositif ainsi que ses dimensions globales et sa masse. Une réflexion sur la configuration de certains tels que les arbres et les paliers est également proposée. Cela a pour but d'alimenter une appréciation globale et de faire ressortir les points à approfondir.

La première partie reprend le dimensionnement du motoréducteur.

Ensuite, les arbres, les paliers, les poulies et le câble sont dimensionnés. Ces éléments sont dimensionnés simultanément car ils sont fortement dépendant les uns des autres. L'analyse des efforts exercés sur les arbres influence le choix des types de paliers qui, à son tour, influence la configuration des arbres de sorte que l'ensemble puisse être assemblé. La connaissance des diamètres des poulies nous informe quant à elle sur la hauteur du boîtier latéral tandis que celle du câble permet de vérifier que les arbres prévus sont assez longs et ainsi d'estimer la largeur du boîtier latéral.

Viendra ensuite une analyse du corps d'épreuve utilisé dans la mesure du couple transmis et le choix des capteurs de positions angulaires.

Pour finir, la structure du membre mécanique et de son ancrage à la cuisse sera proposée. Le dimensionnement des divers éléments qui le compose ne sera par contre pas fourni car la connaissance des dimensions de chacun de ces éléments ne procure pas d'informations utiles dans l'appréciation du dispositif proposé. Toutefois, une estimation de son volume et de sa masse sera tout de même apportée.

3.1 Dimensionnement du motoréducteur

La sélection d'un motoréducteur a été réalisée sur base du catalogue de la société Maxon Motor pour leurs grandes gammes de produits, la compatibilité de ceux-ci et l'accès à un nombre important de caractéristiques techniques. La méthode de dimensionnement suivie est d'ailleurs celle développée dans ce même catalogue et débute par la sélection de l'engrenage puis celle du moteur.

3.1.1 Modèle de l'engrenage et rapport de réduction des poulies

Pour commencer, il faut poser la vitesse et le couple maximaux requis. Le dispositif étant prévu pour ajuster la position du membre mécanique de sorte que son axe de rotation proximal en flexion-extension soit aussi proche que possible de celui de la hanche, on suppose que ceux-ci sont confondus... même si, en pratique, ce ne sera pas tout à fait le cas. Le couple maximum transmis par la seconde poulie $C_{ass,max}$ vaut donc 110 Nm.

Hypothèse H1 : L'axe motorisé du membre mécanique, correspondant à celui de la plus grande des deux poulies, est confondu avec l'axe de flexion-extension de la hanche. De ce fait, la vitesse et le couple transmis par la seconde poulie sont équivalents à la vitesse

$n_{H,\max}$ et au couple d'assistance $C_{\text{ass},\max}$ au niveau de la hanche, soit 2.95 rad/s, ou 29 tpm, et 110 Nm maximum.

Discussion de H1 : En pratique, un décalage sera présent car les ajustements se font par échelons et car le boîtier latéral ne doit pas gêner l'abduction de la hanche. Néanmoins, l'erreur occasionnée reste acceptable étant donné qu'elle engendre uniquement une légère baisse du niveau d'assistance chez quelques utilisateurs.

Hypothèse H2 : Le rendement mécanique de la transmission par câble d'une poulie à l'autre est idéal, autrement dit, il vaut 100%.

Discussion de H2 : Peu de frottement devrait être présent si les éléments sont bien dimensionnés et que le débobinage du câble se fait correctement.

Grâce à la paire de poulies, un premier rapport de réduction de vitesse R_p peut déjà être obtenu. Cela réduit le couple exigé en sortie du motoréducteur. Cependant, pour des raisons d'encombrement, il ne devrait a priori pas dépasser 4:1. Le couple maximum $C_{\text{ass},\max}$ au niveau de la seconde poulie valant 110 Nm par hypothèse (H1), celui en sortie de l'engrenage pourrait être descendu à 55, 36.7 ou 27.5 Nm grâce à un R_p de 2:1, 3:1 ou 4:1 respectivement... en supposant que le rendement mécanique de la transmission par câble est idéal (H2). Qui plus est, ce couple serait intermittent. En parcourant le catalogue, on constate que le modèle d'engrenage épicycloïdal permettant un couple maximum intermittent le plus proche, mais supérieur, à 27.5 Nm est le GP 52 C. A partir de trois étages de réduction, il propose un couple maximum continu et intermittent de 30 et 45 Nm respectivement pour une vitesse maximale continue en entrée de 6000 tpm et un rapport de réduction d'au moins 43:1. Se faisant, R_p devrait valoir au moins 2.45:1. Le modèle juste au-dessus, le GP 62 A, propose quant à lui des couples environ deux fois plus grands pour un même rapport de réduction mais une masse également doublée, dépassant le kilogramme, ainsi qu'une vitesse en entrée et des forces admissibles en sortie deux fois moindres. Le choix se porte donc sur le modèle GP 52 C (cf. annexe 4). Le rapport R_p est alors monté à 3:1 afin d'avoir un coefficient de sécurité d'au moins 1.2 sur le couple maximum intermittent en sortie de l'engrenage. Pour rappel, la vitesse angulaire maximale de la hanche, et donc de la seconde poulie par hypothèse H1, vaut 2.95 rad/s, soit un peu moins de 29 tpm. La vitesse maximale nécessaire en sortie de l'engrenage vaut donc 87 tpm. Sachant que la vitesse angulaire maximale admissible en entrée de l'engrenage vaut 6000 tpm, le rapport de réduction maximal pouvant être choisi est de 69:1. Par conséquent, les rapports de réduction R_{GP} plausibles proposés par le GP 52 C sont 43:1, 53:1 et 66:1.

⇒ **Poulies :** rapport de réduction $R_p = 3:1$, $\eta_p \approx 1$

⇒ **Engrenage Maxon GP 52 C :** $n_{GP\max} = 6000\text{tpm}$, $C_{GP\max} = 30\text{Nm}$, $C_{GP\max,int} = 45\text{Nm}$,
 $R_{GP} = \{43:1, 53:1, 66:1\}$, $\eta_{GP} = 0.75$

3.1.2 Modèle du moteur et rapport de réduction de l'engrenage

Maintenant que le modèle de l'engrenage est connu, les données nécessaires à la sélection du moteur peuvent être déterminées. Une première sélection est réalisée parmi les moteurs de la marque compatibles avec l'engrenage GP 52 C sachant qu'ils devront fournir en sortie, au minimum, les caractéristiques suivantes :

- Puissance mécanique : $P_{mot} \geq \frac{P_{ass,max}}{\eta_{GP} \cdot \eta_p} = \frac{61.5}{0.75 \cdot 1} = 82 \text{ [W]}$
- Vitesse angulaire maximale : $n_{mot,max} \geq R_{GP,min} \cdot R_p \cdot n_{H,max} = 43 \cdot 3 \cdot 29 = 3741 \text{ [tpm]}$
- Couple maximal : $C_{mot,max} \geq \frac{C_{ass,max}}{R_{GP,max} \cdot R_p \cdot \eta_{GP} \cdot \eta_p} = \frac{110}{66 \cdot 3 \cdot 0.75 \cdot 1} \approx 0.741 \text{ [Nm]}$
- Couple nominal : $C_{mot,N} \geq \frac{C_{ass,eff}}{R_{GP,max} \cdot R_p \cdot \eta_{GP} \cdot \eta_p} = \frac{21}{66 \cdot 3 \cdot 0.75 \cdot 1} \approx 0.142 \text{ [Nm]}$

avec $C_{ass,eff}$ le couple efficace, ou quadratique moyen, d'assistance.

Les modèles de moteurs compatibles, respectant ces critères, sont repris au Tableau 16. Chaque modèle de moteur comprend un ensemble de moteurs présentant des caractéristiques différentes. C'est pourquoi le tableau reprend une gamme de valeurs pour certaines caractéristiques.

	P_{mot} [W]	$n_{mot,max}$ [ktpm]	$C_{mot,max}$ [Nm]	$C_{mot,N}$ [Nm]	η_{max} [%]	Masse [g]	Tailles [9]	Prix unitaire HTVA [€]	Prix groupé (20 à 49 unités)
RE 40	150	1.4-7.6	0.4-2.6	0.09-0.19	85-92	480	Ø40x71	350	225
RE 50	200	2.7-6	4.3-8.9	0.4-0.45	92-94	1100	Ø50x108	-	-
EC 40	170	9.8-10.1	2.6-2.8	0.16-0.17	89	580	Ø40x80	500	335
EC 45	150	5.4-10.5	0.9-1.6	0.17-0.19	79-81	850	Ø45x111	505	400
EC 45	250	5-10.7	2.5-6.1	0.31-0.35	85-87	1150	Ø45x144	575	455
EC- max40	120	3.6-10.1	0.8-2.1	0.17-0.21	80-85	720	Ø40x88	375	225
EC-i 52	180	4.7-4.9	11.5-16	0.39-0.44	89-91	823	Ø52x80	290	205
EC 60 plat	100	3.7-4.2	2.8-5	0.23-0.32	84-88	470	Ø68x40	180	135

Tableau 16 Comparaison des caractéristiques principales des moteurs électriques rotatifs potentiels.

La masse et l'encombrement étant deux caractéristiques du dispositif qui doivent être minimisées, seul le moteur le plus léger et le plus petit de chaque type (RE, EC, etc.) va être analysé. Pour ce faire, ils vont être comparés sur base de leur vitesse à vide n_0 – qui équivaut à la vitesse maximale $n_{mot,max}$ – et leurs vitesses à vide théoriques $n_{0,th}$ correspondantes aux trois rapports de réduction R_{GP} admissibles de l'engrenage. L'équation de $n_{0,th}$ tient compte du gradient de la vitesse par le couple $\Delta n / \Delta M$ – qui est une caractéristique du moteur – ainsi que de la vitesse angulaire maximale de fonctionnement n_L et du couple maximal de fonctionnement C_L . Pour que le moteur convienne à l'application, il faut entre autre que n_0 soit supérieure à $n_{0,th}$. Le fabricant Maxon conseille d'ailleurs une marge de sécurité de 20%.

$$n_L = R_{GP} \cdot n_{GP} = R_{GP} \cdot R_p \cdot n_{H,max} = R_{GP} \cdot 3 \cdot 29 = R_{GP} \cdot 87 \text{ [tpm]}$$

$$C_L = \frac{C_{GP}}{\eta_{GP} \cdot \eta_p \cdot R_{GP}} = \frac{C_{ass,max}}{\eta_{GP} \cdot \eta_p \cdot R_{GP} \cdot R_p} = \frac{110}{0.75 \cdot 1 \cdot R_{GP} \cdot 3} = \frac{110}{2.25 \cdot R_{GP}} \text{ [Nm]}$$

$$n_{0,th} = n_L + \frac{\Delta n}{\Delta M} \cdot C_L \text{ [tpm]}$$

Conseil du fabricant : Il est conseillé d'inclure une marge de 20% sur la vitesse à vide requise afin de compenser une tolérance éventuelle défavorable sur le moteur, la charge, l'amplificateur et la source de tension. [50]

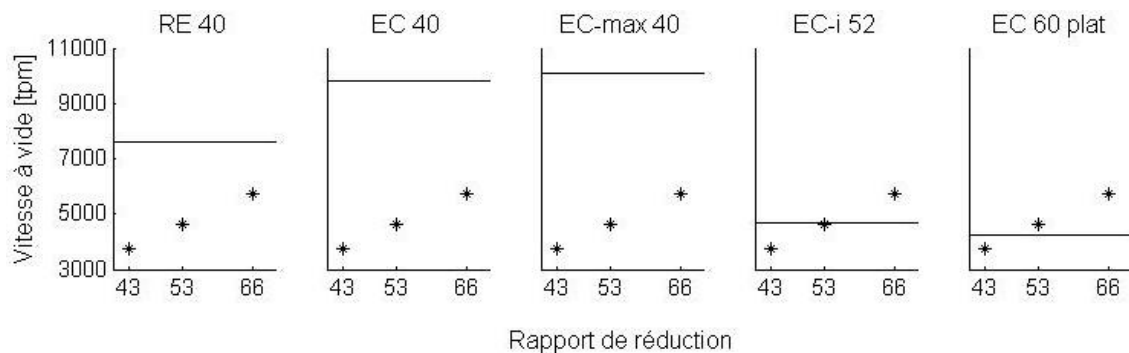


Figure 34 Figures comparant les vitesses à vide théoriques $n_{0,th}$ pour différents rapports de réduction R_{GP} (indicateur ponctuel) aux vitesses à vide n_0 (trait continu) sur une sélection de moteurs.

On constate à la Figure 34 que les moteurs EC-i 52 et EC 60 plat ne conviennent pas pour les rapports de réductions R_{GP} de 53:1 et 66:1. En divisant leur vitesse à vide par la valeur théorique obtenue pour un R_{GP} de 43:1, on obtient une marge de sécurité de 25% pour le EC-i 52 et de seulement 13.6% pour le EC 60 plat. Le EC 60 plat ne convient donc pas. Le EC-i 52, quant à lui, convient pour le R_{GP} précité mais fournit une marge de sécurité moindre que les trois autres moteurs restants alors que sa masse ainsi que ses dimensions sont plus grandes. Seul son prix est moindre mais la différence devrait s'estomper lors d'un achat groupé. Le EC 40 et EC-max 40 fournissent la même marge de sécurité mais le premier est plus puissant, plus léger, plus court et a un meilleur rendement. Concernant le RE 40, si on s'en tient aux informations reprises dans le tableau, il semble légèrement plus avantageux que le EC 40. Néanmoins, c'est sans compter le fait que le moteur RE 40 est un moteur à courant continu à balais tandis que le EC 40 est sans balais. De fait, les frottements qui se produisent entre les balais et la bague occasionnent une perte d'énergie, une usure prématurée du moteur ainsi que l'apparition d'arcs électriques qui parasitent les circuits [51]. Sa durée de vie devrait donc être moindre que celle du EC40... d'autant plus si on considère les chocs occasionnés par le transport du dispositif qui pourraient survenir entre la bague et les balais. Par contre, l'électronique commandant les moteurs sans balais a besoin d'une mesure de la position du rotor pour fonctionner correctement. Un trio de capteurs à effet Hall est déjà intégré au moteur EC40 à cet effet. Cela dit, des capteurs plus précis peuvent être installés sur le moteur par le fabricant. Le choix d'un tel capteur pourrait être approuvé par la suite lorsque l'on s'intéressera à la précision sur la mesure du couple car elle se basera sur la déformation d'un élément placé en sortie du motoréducteur. Quoi qu'il en soit, les capteurs à effet Hall préinstallés sont déjà suffisants pour la commande étant donné que notre application n'exige pas d'asservissement en position du moteur. Pour toutes ces raisons, le choix se porte actuellement sur le moteur à courant continu sans balais EC 40. Il reste à vérifier si son couple nominal et maximum sont suffisants pour les R_{GP} proposés. On a :

		R_{GP}	=	43:1	53:1	66:1
$C_N = 0.16 \text{ Nm}$	>	$\frac{C_{ass,eff}}{R_{GP} * R_p * \eta_{GP} * \eta_p}$	=	0.217 Nm	0.176 Nm	0.142 Nm
$C_{max} = 2.6 \text{ Nm}$	>	$\frac{C_{ass,max}}{R_{GP} * R_p * \eta_{GP} * \eta_p}$	=	1.137 Nm	0.923 Nm	0.741 Nm

On constate, au travers des résultats, que les rapports de réduction 43:1 et 53:1 ne satisfont pas la relation entre le couple nominal C_N du moteur EC 40 et le couple efficace d'assistance requis en sortie du moteur. Le rapport 66:1 apporte quant à lui une marge de sécurité d'un peu plus de 10%... de quoi lui permettre de fonctionner dans des conditions un peu moins favorables. Finalement, le motoréducteur de chez Maxon Motor, formé par l'association du moteur à courant continu sans balais EC 40 (cf. annexe 5) et de l'engrenage à trois étages GP 52 C (cf. annexe 4) de rapport de réduction 66:1, respecte toutes les conditions.

⇒ **Moteur EC 40**

⇒ **Engrenage GP52C**: $n_{GPmax}=6000tpm$, $C_{GPmax}=30Nm$, $C_{GPmax,int}=45Nm$, $R_{GP}=66:1$, $\eta_{GPmax}=0.75$, jeu moyen sans charge = 1° , $\varnothing 52 \times 78.5mm$, $m_{GP} = 770g$, $F_{GP,a,dyn} = 200 N$, $F_{GP,r} = 900 N$ (à 12 mm de la paroi)

3.1.3 Configuration du moteur et contrôleur

Maintenant, il reste à déterminer la configuration du moteur la plus adaptée à notre système en tenant compte notamment des limitations du contrôleur. En parcourant les fiches techniques des contrôleurs disponibles avec le moteur EC 40, le plus avantageux pour notre application est au premier abord l'ESCON Module 50/5. Il fournit un contrôle en vitesse ainsi qu'en courant et est disponible sous sa forme de base, c'est-à-dire sans boîtier, ce qui le rend bien moins encombrant et plus léger. Néanmoins, en l'attente d'une électronique adaptée au dispositif, il est conseillé de placer ce contrôleur sur la carte mère correspondante du fabricant qui fournit toutes les connexions requises. Ce contrôleur présente les caractéristiques suivantes en sortie : tension maximale U_{max} de 50 V, courant maximal de 15 A pour une durée inférieure à 20 secondes et courant continu de 5 A.

La configuration choisie du moteur doit être telle que sa constante de vitesse k_n [tpm/V] soit suffisamment supérieure à la constante minimale calculée $k_{n,th}$ [tpm/V].

$$k_{n,th} = \frac{n_{0,th}}{U_{max}} = \frac{R_{GP} * R_p * n_H + \frac{\Delta N}{\Delta M} \frac{C_{ass,max}}{R_{GP} * R_p * \eta_{GP} * \eta_p}}{U_{max}}$$

$$= \frac{66 * 3 * 29 + 3.7 * \frac{110 * 10^3}{66 * 3 * 0.75 * 1}}{50} \approx 170 tpm/V$$

Toutes les configurations proposées du moteur EC 40 (cf. annexe 5) ont un k_n supérieur à $k_{n,th}$ mais la plus proche est celle fonctionnant sous 48 V. Elle vaut 206 tpm/V. On a donc une marge de sécurité sur la constante de vitesse d'un peu plus de 20% comme suggéré par le constructeur. La constante de couple k_M vaut quant à elle 46.4 mNm/A et le courant à vide I_0 fait 0.193 A. Le courant maximum I_{max} exigé pour l'assistance vaut alors 16.16 A. Il est de peu supérieur au courant maximum fourni par le contrôleur, qui est de 15 A. Il faudra donc plutôt se tourner vers le seul contrôleur du catalogue qui puisse transmettre un tel courant, l'ESCON 70/10. Il autorise un courant maximum de 30 A durant moins de 20 secondes pour un courant continu de 10 A. On a alors une marge bien suffisante sur le courant. De plus, U_{max} monte à 70 V ; ce qui diminue la constante de vitesse théorique $k_{n,th}$ et augmente donc la marge de sécurité qui avait été calculée sur celle-ci. Pour ce premier prototype, le volume et la masse du contrôleur ESCON 70/10 ne sont pas problématiques étant donné que la partie portable n'intègre pas l'électronique. Par contre, à l'avenir, il conviendra de la personnaliser

afin de réduire son encombrement et sa masse. Pour terminer, remarquons que le courant maximum d'alimentation du moteur I_{ECmax} de 59.6 A est bien supérieur à celui requis par l'assistance I_{max} .

$$I_{max} = \frac{1}{k_M R_{GP} * R_p * \eta_{GP} * \eta_p} C_{ass,max} + I_0 = \frac{1}{46.4} * \frac{110 * 10^3}{66 * 3 * 0.75 * 1} + 0.193 = 16.16 \text{ A}$$

⇒ **Moteur Maxon EC-40** : $P = 170 \text{ W}$, $U = 48 \text{ V}$, $n_0 = 9840 \text{ tpm}$, $n_N = 9150 \text{ tpm}$, $\eta_{ECmax} = 0.89$, $C_N = 0.165 \text{ Nm}$, $C_{ECmax} = 2.76 \text{ Nm}$, $I_0 = 0.193 \text{ A}$, $I_N = 3.69 \text{ A}$, $I_{ECmax} = 59.6 \text{ A}$, $k_n = 206 \text{ tpm/V}$, $k_M = 46.4 \text{ mNm/A}$, $\Delta N/\Delta M = 3.57 \text{ tpm/mNm}$, $J_{rotor} = 53.8 \text{ gcm}^2$, $m = 580 \text{ g}$, $\varnothing 40 \times 80 \text{ mm}$

⇒ **Contrôleur ESCON 70/10** : $U_{max} = 70 \text{ V}$, $I_{cont} = 10 \text{ A}$, $I_{max} = 30 \text{ A} (< 20 \text{ s})$, $\eta_{ESCON} = 0.98$

3.2 Dimensionnement conjoint des arbres, des paliers, des poulies et du câble

Les dimensionnements des arbres, paliers, poulies ainsi que du câble les reliant sont interdépendants. En effet, l'installation des paliers va influencer sur la forme des arbres et dès lors engendrer des concentrations de contraintes à prendre en compte lors du dimensionnement de ces derniers. De leur côté, les diamètres des arbres supportant les poulies vont limiter les diamètres minimaux des paliers et des poulies. La force de traction exercée sur le câble et, par réaction, sur les arbres soutenant les poulies dépend quant à elle du diamètre de ces dernières. Or, cette force est une donnée importante dans le dimensionnement des arbres et paliers.

Afin d'accorder ces interactions, la méthodologie proposée est la suivante. Les distances séparant chaque élément connectés aux arbres sont d'abord estimées. A partir de là, les forces et moments de force exercés sur les arbres vont être déterminés et évalués. En ce qui concerne la force de traction du câble, elle va être maximisée en supposant les diamètres minimaux des poulies. S'il s'avère ultérieurement que ces diamètres sont insuffisants compte tenu des efforts exercés sur les arbres, alors les poulies seront agrandies et, se faisant, la force de traction diminuera proportionnellement. De cette façon, on est certain que les arbres ne seront pas sous-dimensionnés et qu'il ne faudra pas recommencer le dimensionnement. Une fois toutes les forces connues, les types de paliers pourront être choisis et, à partir de là, la forme des arbres élaborée. Ensuite, le dimensionnement des arbres sera réalisé et prendra en compte les concentrations de contraintes au niveau des épaulements, rainures ou autres modifications de la section de l'arbre qui auront été prévues pour l'installation des paliers et des poulies. Finalement, connaissant les diamètres minimaux des arbres et les forces appliquées, les paliers pourront être dimensionnés ainsi que les poulies et le câble. Au fur et à mesure, les hypothèses seront vérifiées.

3.2.1 Estimation de la position des éléments le long des arbres

Arbre moteur

Le premier arbre, nommé arbre moteur, est intégré au motoréducteur et supporte partiellement à son extrémité libre le corps d'épreuve utilisé pour la mesure du couple. Sa longueur est définie par le constructeur du motoréducteur.

Arbre menant

Le second arbre, appelé arbre menant, est soutenu par deux paliers (Figure 35). A son extrémité médiale, il supporte partiellement le corps d'épreuve précité et, entre les paliers, il supporte également la plus petite des deux poulies. La distance entre son extrémité médiale et le premier palier dépendra notamment des dimensions des boîtiers au niveau de l'ajustement angulaire. Le poids du corps d'épreuve pouvant être négligé, comme nous le verrons par la suite (hypothèse H5), la connaissance de cette distance n'est pas nécessaire pour la détermination du diamètre minimal de l'arbre. Il en est de même pour la longueur de l'arbre dépassant du second palier. Chaque palier a une largeur estimée à 10 mm (H3). La largeur de la poulie dépend du diamètre du câble et du nombre de boucles qu'il formera autour de celle-ci. Ce nombre de boucles comptabilise :

- un premier tour de sécurité.
- l'amplitude de rotation de la seconde poulie multipliée par le rapport de réduction des poulies qui est de 3. Par l'hypothèse H1, l'amplitude de rotation de la seconde poulie devrait valoir celle de la hanche en flexion-extension, soit 120° environ. Cela équivaut à 1 tour complet de la petite poulie.
- l'amplitude de l'ajustement angulaire du membre mécanique. Une fois les ajustements effectués, si le membre mécanique est mal orienté, il faut pouvoir lui faire effectuer jusqu'à un tour complet. Dans ce cas-là, la plus petite poulie doit pouvoir reprendre l'excédent de câble, soit 3 tours supplémentaires.

On a donc un total de 5 boucles. En supposant que le diamètre du câble est de 4 mm (H3) et en prévoyant une longueur supplémentaire ainsi qu'une saillie de chaque côté pour retenir le câble sur la poulie, la largeur de la poulie peut être estimée à 40 mm.

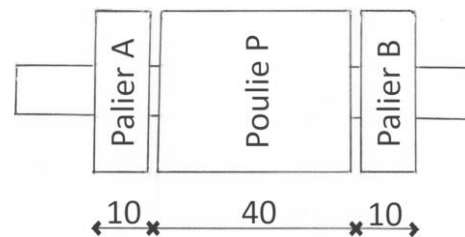


Figure 35 Positionnement des éléments le long de l'arbre menant.

Hypothèse H3: La largeur d'un palier est estimée à 10mm et le diamètre du câble à 4mm

Discussion de H3 : Cela correspond approximativement aux largeurs indiquées dans les catalogues consultés pour les forces qu'ils devront reprendre.

Arbre mené

Le troisième arbre, appelé arbre mené, est soutenu par deux paliers dont la largeur est de nouveau estimée à 10 mm chacun (Figure 36). Entre ceux-ci, il supporte la plus grande des deux poulies. En toute logique, étant donné que la seconde partie du boîtier latéral vient se glisser dans la première, la distance entre les paliers équivaut à celle entre ceux de l'arbre précédent à laquelle est soustraite l'épaisseur des parois. La longueur d'arbre entre les paliers de l'arbre mené vaudrait donc environ 30 mm. La poulie peut dès lors accueillir plusieurs tours de câble... de quoi obtenir une longueur suffisante pour les ajustements et la rotation du membre mécanique. L'extrémité latérale de l'arbre dépasse du boîtier

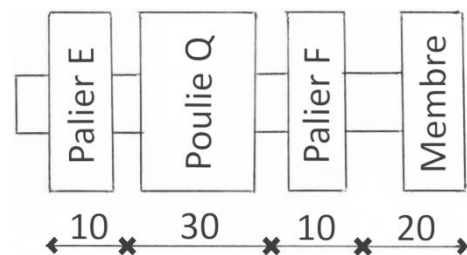


Figure 36 Positionnement des éléments le long de l'arbre mené.

latéral afin d'être connectée au membre mécanique. On peut estimer qu'elle s'étend à 20 mm au-delà de ce palier.

3.2.2 Détermination des forces et moments appliqués sur les arbres

Avant de débiter l'analyse, il nous faut poser la nomenclature qui sera utilisée dans cette section. Soit,

- $F_{X,Y}$ la force exercée par l'élément X sur l'élément Y
- $M_{X,Y}$ le moment de force exercé par l'élément X sur l'élément Y
- C_A le couple exercé par A
- C_{ass} le couple d'assistance au niveau de la hanche
- r_X le rayon de l'élément X
- R_p le rapport de réduction des poulies
- GP la référence à l'engrenage
- M la référence à l'arbre menant, accouplé à l'arbre moteur par l'élément déformable
- L la référence à l'arbre mené, solidaire de la cuisse au travers du membre mécanique
- A la référence au roulement médial soutenant l'arbre M
- B la référence au roulement latéral soutenant l'arbre M
- E la référence au roulement médial soutenant l'arbre L
- F la référence au roulement latéral soutenant l'arbre L
- H la référence à la hanche assistée
- P la référence à la poulie supportée par l'arbre M
- Q la référence à la poulie supportée par l'arbre L
- C la référence au câble de traction reliant les poulies
- 1 2 3 les indices désignant la direction de la force ou du moment d'après le référentiel
- x_1 l'axe 1 du référentiel placé de sorte qu'il soit confondu avec l'axe de l'arbre considéré
- x_2 l'axe 2 du référentiel placé parallèlement au câble et perpendiculairement aux arbres
- x_3 l'axe 3 du référentiel placé perpendiculairement aux autres
- $\{a, b, c, d, e, f, g, h\}$ représentent les distances entre les éléments en contact avec un même arbre.

Nous allons maintenant analyser chaque arbre séparément.

Arbre moteur

L'arbre en sortie du motoréducteur est principalement mobilisé en torsion. Aucune force axiale ne lui est appliquée. Seul le poids du corps d'épreuve pour la mesure du couple, qui sert également d'accouplement, s'exerce radialement. Cet élément pesant 0.235 kg, son poids ne fait qu'environ 2.35 N et est réparti entre l'arbre du motoréducteur et celui supportant la première poulie. Une force radiale de maximum 900 N pouvant être exercée à 12 mm en sortie du motoréducteur et l'arbre préinstallé dépassant de 30 mm, cet arbre est tout à fait apte à encaisser la force radiale exercée par le corps d'épreuve. Il en est de même concernant la torsion exercée vu que l'arbre est dimensionné pour. En effet, l'engrenage ainsi que son arbre en sortie sont prévus pour transmettre un couple intermittent maximum de 45 Nm alors qu'il se limitera à moins de 37 Nm à l'usage. L'arbre

préinstallé en sortie du motoréducteur convient donc et ne doit pas être redimensionné. Il ne sera dès lors pas davantage développé par la suite.

Arbre menant

Les forces et moments exercés sur l'arbre sont :

- C_{GP} couple en sortie de l'engrenage, transmis par l'élément déformable
- $F_{AM1} F_{AM2} F_{AM3}$ forces de réaction du palier médial supportant l'arbre M
- F_{CM} force induite par le câble
- M_{CM} moment de force induit par le câble
- $F_{BM1} F_{BM2} F_{BM3}$ forces de réaction du palier latéral supportant l'arbre M

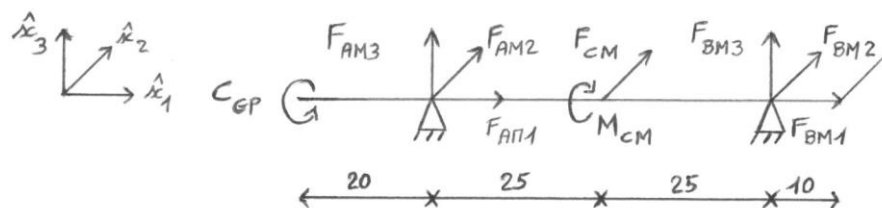


Figure 37 Forces et moments exercés sur l'arbre menant.

Le deuxième arbre, placé en sortie du corps d'épreuve susmentionné et soutenant la première poulie, subit quant à lui non seulement le couple maximum à générer en sortie de l'engrenage C_{GP} mais également la force F_{CM} et le moment de force M_{CM} engendrés par la force de traction du câble F_C . La force F_{CM} est égale à la force F_C qui vaut quant à elle le couple d'assistance au niveau de la seconde poulie divisé par le rayon de cette dernière. Ce couple a été estimé comme ayant une valeur maximale de 110 Nm par l'hypothèse H1. Du fait du rapport de réduction des poulies R_p , M_{CM} vaut le tiers de ce couple. Par contre, ne sachant actuellement pas ce que vaudra le rayon, une autre hypothèse (H4) est posée pour maximiser F_{CM} . De par ces hypothèses H1 et H4, F_{CM} vaut au maximum 3667 N. De plus, il est supposé que F_{CM} et M_{CM} sont appliqués à égale distance des deux paliers. Cela permet de maximiser le moment fléchissant et donc la contrainte qui en découle sur l'arbre. Finalement, par l'hypothèse H5, le poids de l'arbre et des éléments qu'il supporte est négligé en comparaison à F_{CM} .

Hypothèse H4 : Les diamètres des poulies seront d'au minimum 20 et 60 mm respectivement. Ces valeurs respectent le rapport de réduction de vitesse des poulies R_p de 3:1.

Discussion de H4 : Si les diamètres autorisés au terme du dimensionnement sont moindres, alors on s'en tiendra à ceux de l'hypothèse. S'ils sont supérieurs, alors ceux obtenus seront utilisés ; ce faisant, la force F_{CM} en sera réduite et aura donc été surestimée... fournissant une marge de sécurité plus grande.

Hypothèse H5 : Le poids de l'arbre menant et des composants qu'il soutient est négligeable comparé à la force exercée par le câble sur cet arbre.

Vérification de H5 : Même avec une masse de 1 kg, le poids de ces éléments serait d'à peine 10 N, soit 366 fois moins que la force maximale exercée par le câble.

$$F_{CM} = F_C = \frac{C_{ass}}{r_Q} = \frac{110}{0.03} \approx 3667 [N]$$

$$M_{CM} = F_C * r_P = \frac{C_{ass}}{R_p} = C_{GP} \approx 37 [Nm]$$

Il reste à déterminer les forces de réaction appliquées par les paliers sur l'arbre. Un choix judicieux du repère permet d'en annuler plusieurs. L'axe x_1 du repère est confondu avec l'axe de l'arbre. Aucune force axiale n'étant exercée, F_{AM1} et F_{BM1} sont nulles. Le second axe du repère, x_2 , est posé parallèle au câble de sorte qu'il n'y ait aucune force exercée dans la direction du dernier axe x_3 . De cette façon, F_{AM3} et F_{BM3} valent zéro. En appliquant l'équilibre des forces et des moments sur les forces et moments restants, on a :

$$\sum_i F_i \hat{x}_2 = F_{AM2} + F_{CM} + F_{BM2} = 0 \Rightarrow F_{BM2} = -(F_{AM2} + F_{CM})$$

$$\sum_i M_{Ai} \hat{x}_3 = b * F_{CM} + (b + c) * F_{BM2} = 0$$

En isolant F_{BM2} dans la première équation puis en la remplaçant dans la seconde par l'expression obtenue, F_{AM2} peut être à son tour isolée et sa valeur déterminée. On obtient de la sorte :

$$F_{AM2} = -\frac{c}{b+c} * F_{CM} \quad F_{BM2} = -\frac{b}{b+c} * F_{CM} \quad F_{AM1} = F_{BM1} = 0 = F_{BM3} = F_{AM3}$$

Finalement, lorsque le couple d'assistance à générer est maximum, les forces et moments valent :

$$\begin{array}{lll} C_{GP} \approx 37 Nm & F_{AM1} = F_{BM1} = 0 & F_{AM2} = -\frac{c}{b+c} * F_{CM} \approx -1833 N \\ F_{CM} \approx 3667 N & F_{BM3} = F_{AM3} = 0 & F_{BM2} = -\frac{b}{b+c} * F_{CM} \approx -1833 N \\ M_{CM} \approx 37 Nm & & \end{array}$$

Arbre mené

Le dernier arbre est solidaire de la seconde poulie – la plus grande – et du membre mécanique. Les forces et moments qui lui sont exercés sont :

- $F_{EL1} F_{EL2} F_{EL3}$ forces de réaction du palier médial supportant l'arbre L
- F_{CL} force induite par le câble
- M_{CL} moment de force induit par le câble
- $F_{FL1} F_{FL2} F_{FL3}$ forces de réaction du palier latéral supportant l'arbre L
- F_{HL} force induite par la réaction de la cuisse sur le membre mécanique
- M_{HL} moment de force induit par la réaction de la cuisse sur le membre
- $F_{ext1} F_{ext2}$ forces exercées par un corps externe au dispositif
- M_{ext} moment de force causé par un corps externe au dispositif

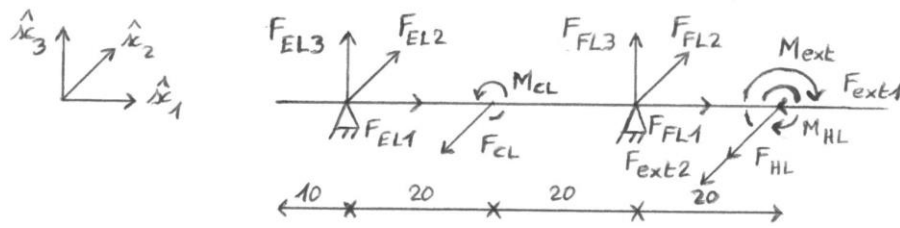


Figure 38 Forces et moments exercés sur l'arbre mené.

Comme à l'arbre précédent, la force F_C exercée par le câble sur la poulie engendre sur l'arbre une force radiale F_{CL} qui lui est égale, soit d'au maximum 3667 N, ainsi qu'un moment de force M_{CL} valant le couple d'assistance à transmettre C_{ass} du fait de l'hypothèse H1 précédemment posée. Par l'hypothèse H6, les poids des composants sont négligés.

Hypothèse H6 : Le poids de l'arbre mené et des composants qu'il soutient, dont le membre mécanique, est négligeable comparé à la force exercée par le câble sur cet arbre.

Vérification de H6 : La masse de tous ces composants fera moins de 2 kg et donc leur poids moins de 20 N. Cette valeur est de loin inférieure aux 3667 N estimés pour la force exercée par le câble.

S'appliquent également sur l'arbre, la force radiale F_{HL} et le moment M_{HL} dus à la force de réaction de la cuisse sur le membre mécanique. Cette force F_{HL} vaut le couple d'assistance C_{ass} au niveau de la hanche divisé par la distance entre cette dernière et le point de contact du membre mécanique avec la cuisse. Une distance moyenne de 0.25 mètre est considérée (H7). À assistance maximale, F_{HL} vaut donc 440 N. Le moment de force M_{HL} vaut quant à lui le couple d'assistance C_{ass} de par l'hypothèse H1.

Hypothèse H7 : Le point d'application du membre mécanique sur la cuisse devrait pouvoir être placé à 0.25 mètre de la hanche chez tous les utilisateurs.

Vérification de H7 : D'après les données de Winter [47], les personnes mesurant 1.6 mètre ont en moyenne une distance entre la hanche et le genou de 0.39 mètre tandis qu'une personne mesurant 2.2 mètre à une distance entre la hanche et l'assise de 0.10 mètre. Par conséquent, en moyenne, l'ancrage à la cuisse pourrait être placé chez tous les utilisateurs à une distance de 0.10 à 0.39 mètre de la hanche.

L'arbre sortant du boîtier latéral et étant solidaire du membre mécanique en rotation d'axe transversal ainsi qu'en translation, il est fort probable qu'il soit également soumis à des efforts externes en cours d'utilisation. Les causes de ces efforts sont étrangères au dispositif, il est donc difficile de leur octroyer une valeur. Deux situations peuvent néanmoins être identifiées. La première est le contact entre le membre supérieur et l'extrémité sortante de l'arbre ou le membre mécanique. Bien que cela puisse se produire à chaque pas, les efforts ainsi créés sont négligeables par rapport à ceux exercés en interne par le mécanisme. La seconde situation est l'impact de l'arbre ou du membre mécanique contre le sol, à la suite d'une chute. C'est donc un événement occasionnel. Selon la position du dispositif au moment de l'impact, une force axiale F_{ext1} , radiale F_{ext2} ou une combinaison des deux est produite, ainsi qu'un potentiel moment de force M_{ext} d'axe transversal. L'intensité de la résultante de force est proportionnelle à la masse de l'utilisateur et à la décélération subie au

contact du sol. Comme il est difficile d'évaluer avec exactitude l'ampleur de cette force, l'hypothèse H8 suivante est posée : la force d'origine externe est équivalente au poids de la personne exercé axialement et radialement. Cela permet de tenir compte de son effet axial et radial dans le dimensionnement de l'arbre et de rapprocher l'intensité de la résultante à celle ayant lieu lors de l'impact. En effet, la durée de la décélération étant généralement inférieure à celle de l'accélération, laquelle correspond au temps de chute, il est fort probable que la force exercée soit supérieure au poids de l'individu. Concernant le moment de force M_{ext} , il peut être considéré nul (H9). Quoi qu'il en soit, le résultat restant tout de même incertain, un coefficient de sécurité adéquat sera appliqué lors du dimensionnement. Finalement, comme les efforts externes répétitifs sont considérés négligeables mais que les occasionnels peuvent atteindre des intensités élevées, les efforts F_{ext1} , F_{ext2} et M_{ext} ne seront pas pris en compte lors du dimensionnement en fatigue de l'arbre... si ce n'est au travers du coefficient de sécurité précité. Par contre, ils interviendront lors du choix des paliers et lors du dimensionnement en statique de cet arbre.

Hypothèse H8 : Les forces externes F_{ext1} et F_{ext2} exercées de façon répétée sont négligeables comparées aux forces exercées en interne. Par contre, il est considéré qu'elles peuvent atteindre occasionnellement le poids maximum prévu de l'utilisateur, notamment en cas de chute, soit 1200 N.

Discussion de H8 : Il est probable que ces valeurs soient dépassées dans certains cas. Néanmoins, afin de compenser l'incertitude sur ces forces, un coefficient de sécurité adapté sera appliqué ou recherché lors du dimensionnement.

Hypothèse H9 : M_{ext} peut être négligé et est donc considéré nul.

Discussion de H9 : Dans la situation la moins favorable, M_{ext} s'oppose au couple d'assistance C_{ass} et augmente de ce fait la contrainte de torsion subie par l'arbre. Néanmoins, la mesure du couple par déformation du corps d'épreuve vaut alors la somme de leurs intensités. Si cette somme dépasse la consigne, l'assistance s'estompera et, par la même occasion, la contrainte de torsion subie. Par conséquent, la contrainte en torsion sera ramenée au cas pour lequel C_{ass} est maximal et M_{ext} nul.

En résumé, nous connaissons pour le moment les efforts maximaux suivants :

$$\begin{array}{lll}
 F_{CL} = F_C = \frac{C_{ass}}{r_Q} \approx 3667 \text{ N} & F_{HL} = \frac{C_{ass}}{0.25} = 440 \text{ N} & F_{ext1} = F_{ext2} = 120 * 9.81 \\
 & & \approx 1200 \text{ N} \\
 M_{CL} = C_{ass} = 110 \text{ Nm} & M_{HL} = C_{ass} = 110 \text{ Nm} & M_{ext} \rightarrow 0 \text{ Nm}
 \end{array}$$

Hypothèse H10 : Les forces radiales F_{CL} , F_{HL} et F_{ext2} s'exercent dans la même direction et le même sens.

Vérification de H10 : Cette situation est critique car elle maximise les forces de réaction des paliers sur l'arbre F_{EL2} et F_{FL2} . En effet, la résultante des forces est plus grande si celles-ci sont de même direction et de même sens. De la sorte, on s'assure que l'arbre et les paliers sélectionnés résisteront quelle que soit l'orientation de ces forces.

Il reste à déterminer les forces exercées par les paliers sur l'arbre. De nouveau, le choix du repère permet d'avoir F_{EL3} et F_{FL3} égales à zéro. Précisons toutefois que ceci n'est valable que si on considère le cas où F_{HL} et F_{ext2} s'appliquent dans la même direction que F_{CL} . Cette hypothèse H10 est acceptable

car elle permet de maximiser les forces de réaction appliquées par les paliers. F_{EL1} et F_{FL1} vaudront quant à elles zéro lors du dimensionnement en fatigue de l'arbre car F_{ext1} sera négligée. Par contre, la valeur de chacune lors du dimensionnement en statique dépendra de l'installation des paliers. En effet, un palier pourrait reprendre toutes les forces axiales alors que l'autre serait libre, ou alors chacun pourrait reprendre les forces axiales exercées dans une direction. Pour cette raison, F_{EL1} et F_{FL1} ne seront pas déterminées dans cette section. Finalement, en appliquant l'équilibre des forces et des moments, on a :

$$\sum_i F_i \hat{x}_2 = F_{EL2} - F_{CL} + F_{FL2} - F_{HL} - F_{ext2} = 0 \Rightarrow F_{FL2} = F_{ext2} + F_{HL} + F_{CL} - F_{EL2}$$

$$\sum_i M_{Di} \hat{x}_3 = -f * F_{CL} + (f + g) * F_{FL2} - (f + g + h) * (F_{HL} + F_{ext2}) = 0$$

En isolant F_{FL2} dans la première équation puis en la remplaçant dans la seconde par l'expression obtenue, F_{EL2} peut être à son tour isolée et sa valeur déterminée. On obtient de la sorte :

$$F_{EL2} = \frac{g}{f + g} * F_{CL} - \frac{h}{f + g} * (F_{HL} + F_{ext2})$$

$$F_{FL2} = \frac{1}{f + g} (f * F_{CL} + (f + g + h) * (F_{HL} + F_{ext2}))$$

$$F_{EL3} = 0 = F_{FL3}$$

$$F_{EL1} + F_{FL1} = F_{ext1} = 1200 \text{ N}$$

Finalement, lorsque le couple d'assistance à générer est maximum, les forces et moments valent :

$$F_{CL} \approx 3667 \text{ N} \quad M_{CL} = 110 \text{ Nm} \quad F_{HL} = 440 \text{ N} \quad M_{HL} = 110 \text{ Nm}$$

En fatigue, on considérera que

$$\begin{aligned} F_{ext1} &= F_{ext2} = 0 \text{ N} & F_{EL2} &\approx 1613 \text{ N} \\ M_{ext} &= 0 \text{ Nm} & F_{FL2} &\approx 2493 \text{ N} \\ F_{EL1} &= 0 = F_{FL1} & F_{EL3} &= 0 = F_{FL3} \end{aligned}$$

En statique, on considérera que

$$\begin{aligned} F_{ext1} &= F_{ext2} = 1200 \text{ N} & F_{EL2} &\approx 1013 \text{ N} \\ M_{ext} &= 0 \text{ Nm} & F_{FL2} &\approx 4293 \text{ N} \\ F_{EL1} + F_{FL1} &= 1200 \text{ N} & F_{EL3} &= 0 = F_{FL3} \end{aligned}$$

3.2.3 Choix des paliers et de leur montage

Il existe deux grandes familles de paliers : les paliers lisses et les roulements. Alors que la première est caractérisée par le glissement direct de l'élément sur le palier qui le supporte, la seconde intègre des billes ou des rouleaux entre l'élément mobile et le fixe. L'avantage principal des roulements est leur faible friction de démarrage qui les rend davantage aptes aux applications requérant une charge de démarrage importante. Cela dit, un système de lubrification adapté peut réduire la friction des paliers lisses. [52] Toutefois, pour des raisons d'encombrement, un tel système ne peut être installé. Comme les paliers recherchés subiront des mouvements oscillants, à faible vitesse et à charge élevée en début de chaque cycle, le choix s'est porté sur les roulements.

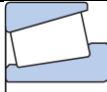
Types de roulements	Représentations	Charge admissible ...	
		... axiale	... radiale
Roulements rigides à billes		++	+++
Roulements à billes à contact oblique		+++	+++
Roulements à rouleaux cylindriques à double épaulement		0	++++
Roulements à rouleaux cylindriques à épaulements sur les deux bagues		+	++++
Roulements à rouleaux coniques		+++	++++
Roulements à aiguilles		0	++

Tableau 17 Comparaison des charges admissibles pour différents roulements (++++ très élevée, +++ élevée, ++ modérée, + faible, 0 nulle). [53, 54]

Arbre menant

Les seules forces exercées sur les paliers étant radiales, il est plus intéressant de prendre des roulements à rouleaux cylindriques (cf. Tableau 17). En effet, ceux-ci peuvent être soumis à des forces radiales plus intenses que les roulements à billes pour un même volume. De plus, leurs bagues séparables facilitent le montage. De ces points de vue, les roulements à aiguilles auraient également pu convenir. Cependant, le dispositif étant portable et donc potentiellement tenu dans des positions non spécifiées et soumis à des mouvements variés, il faut tout de même bloquer l'arbre axialement. Cela ne peut être fait avec des roulements à aiguilles qui ne supportent aucune contrainte axiale. Pour ces raisons, des roulements à rouleaux cylindriques comprenant chacun un épaulement sur leur bague intérieure seront utilisés. Ils peuvent, en effet, également reprendre de faibles charges axiales. Les épaulements précités devront être placés sur des côtés opposés afin que chaque rouleau reprenne les forces axiales dans une direction et soit libre dans l'autre. Le montage des roulements est illustré à la Figure 39. Les bagues extérieures possèdent deux épaulements afin de maintenir les rouleaux en place. L'arbre étant l'élément tournant, les bagues intérieures des roulements devront être montées serrées. Pour ce faire, elles seront bloquées sur la partie centrale soit par un épaulement de l'arbre, soit par la poulie ou une entretoise placée contre ; tandis que, aux extrémités, l'une sera bloquée par un anneau élastique placé dans une rainure usinée dans l'arbre tandis que l'autre sera serrée par une bague d'arrêt. L'usage d'un anneau élastique est une solution simple et peu encombrante lorsque de faibles charges axiales sont en jeu [53]. Les bagues extérieures, quant à elles, devront être montées libres sur le moyeu, autrement dit avec du jeu. Elles seront limitées, au niveau de la poulie, par des épaulements dans le moyeu et, aux autres côtés qui sont plus faciles à atteindre, par un anneau élastique pour alésages pour le palier médial et par un chapeau pour l'autre.

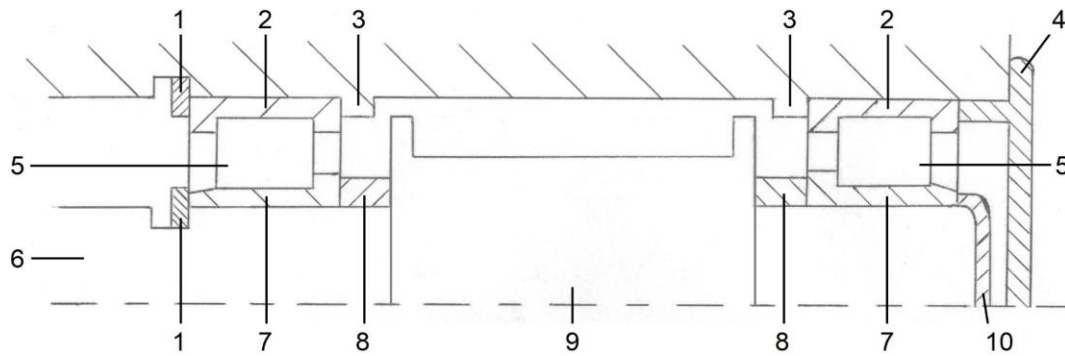


Figure 39 Montage des roulements sur l'arbre menant avec (1) anneaux élastiques, (2) bagues extérieures, (3) épaulements, (4) chapeau, (5) roulements, (6) arbre, (7) bagues intérieures, (8) entretoises, (9) poulie, (10) bague d'arrêt.

Arbre mené

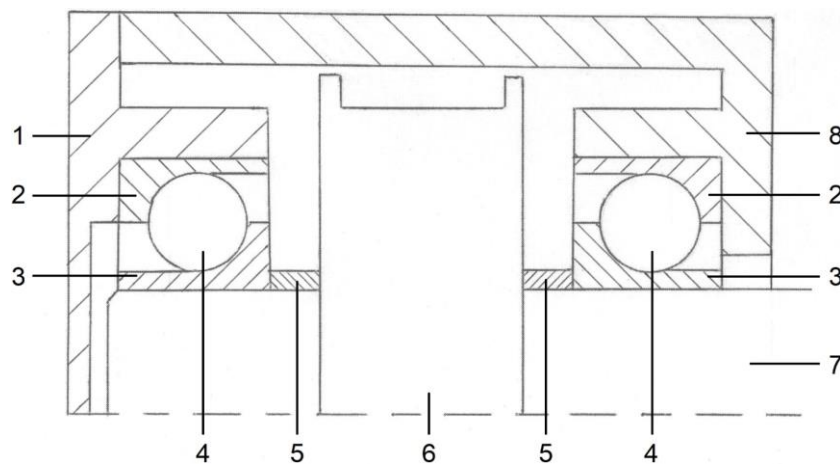


Figure 40 Montage des roulements sur l'arbre mené avec (1) paroi médiale, (2) bagues extérieures, (3) bagues intérieures, (4) roulements, (5) entretoises, (6) poulie, (7) arbre, (8) paroi latérale.

Pour cet arbre, en plus des forces radiales exercées en continu, des forces axiales importantes peuvent survenir occasionnellement suite à une sollicitation extérieure de l'arbre ou du membre mécanique dans les deux directions. Dans ces conditions, il faut se tourner vers un montage par paire opposée de roulements à billes à contact oblique ou à rouleaux coniques. Des roulements appariés, c'est-à-dire mis côte à côte, ou une combinaison de roulements et de butées auraient également pu être envisagés si l'espace disponible n'était pas limité. Les roulements à billes à contact oblique et les roulements à rouleaux coniques ont chacun leurs avantages. En règle générale, ceux à billes sont installés en une pièce et peuvent donc intégrer des joints d'étanchéité afin, d'une part, de les remplir de graisse pour une lubrification à vie et, d'autre part, de les protéger contre des corps étrangers. Ceux à rouleaux coniques n'en intègrent pas car leurs bagues sont généralement séparables. Cela facilite néanmoins leur installation. [52] Au vu de l'espace disponible et de la contiguïté du roulement latéral avec l'environnement, utiliser une paire de roulements à billes à contact oblique intégrant des joints d'étanchéité semble le plus approprié. Quoi qu'il en soit, les uns et les autres se montent de la même façon : dans le cas d'un arbre tournant, les bagues intérieures doivent être bloquées du côté intérieur alors que les bagues extérieures doivent être bloquées du côté extérieur (cf. Figure 40). Ce type de montage est appelé montage direct ou en « X ». Par conséquent, contrairement au montage précédent, il ne faut pas bloquer les bagues de chaque côté. Les bagues intérieures seront chacune bloquées dans une direction différente par des épaulements dans l'arbre ou des entretoises placées

contre la poulie. La bague extérieure du roulement latéral, c'est-à-dire le plus éloigné de l'utilisateur, sera bloquée par la paroi latérale du boîtier. Celle du roulement médial, c'est-à-dire le plus proche de l'utilisateur, sera quant à elle bloquée par le couvercle formant la paroi médiale. Le serrage du couvercle permettra de régler le jeu axial des roulements.

3.2.4 Montage des poulies

Pour des raisons d'encombrement, les diamètres des poulies devront être aussi petits que le dimensionnement des arbres le permet. De ce fait, la plus petite poulie devra certainement être arbrée, c'est-à-dire qu'elle sera usinée en une pièce avec l'arbre. Cela évitera les rainures pour clavettes et circlips, d'aplanir l'arbre pour y placer une ou plusieurs vis de pression ou le perçage d'un trou pour le placement d'une goupille dans le but de solidariser la poulie à l'arbre. Ainsi, la section de l'arbre est pleine et ne présente aucune concentration de contraintes sur toute la largeur de la poulie. Cela est d'autant plus appréciable que les contraintes sont les plus importantes au niveau de la poulie comme nous le verrons par la suite. Par contre, afin de limiter la zone de bobinage et bloquer l'arbre axialement, il faut que la portion servant de poulie soit entourée de saillies (cf. Figure 39). Il y aura donc bien une concentration de contraintes au niveau des épaulements ainsi formés mais les efforts internes y seront moindres que sur la section autour de laquelle le câble s'enroule.

Concernant la plus grande poulie, il vaudrait mieux qu'elle soit conçue indépendamment de son arbre. Cela réduira la quantité de matière à enlever lors de la fabrication et permettra éventuellement de choisir un matériau différent, plus léger, pour la poulie. Il sera également éventuellement intéressant d'évider la poulie pour réduire davantage sa masse. Par contre, il faudra recourir à une ou plusieurs des techniques suivantes pour la solidariser à l'arbre : goupille, vis, clavette, cannelures, anneaux élastiques, épaulement de l'arbre, entretoise, frette de serrage, écrou ou assemblage par presse ou thermique. Les goupilles, vis et anneaux élastiques sont plus appropriés pour des charges légères mais moins quand il s'agit de supporter des impacts tels que ceux rencontrés dans le cadre de notre application. Les assemblages par presse et thermique ne peuvent être effectués sans les outils appropriés. Or, dans le cadre d'un prototype, il est plus pratique de pouvoir monter et démonter le mécanisme avec les outils à disposition. Pour ce qui est de transmettre un couple, il reste l'utilisation d'une ou plusieurs clavettes, de cannelures ou d'une frette de serrage. L'usinage des rainures devant accueillir les clavettes et des cannelures augmente le coût de fabrication de l'arbre et engendre une concentration de contraintes sous la poulie sans pour autant la bloquer axialement. Pour sa part, l'utilisation d'une frette n'a aucune conséquence néfaste sur l'arbre et son installation est facile. En plus, étant un élément d'assemblage par coincement, elle rend la poulie totalement solidaire de l'arbre. Inutile donc de prévoir un système de blocage axial supplémentaire tel qu'un épaulement de l'arbre ou un écrou. En effet, si on prend comme exemple la frette présentée à la Figure 41, en tournant l'écrou, on déplace les bagues coniques l'une par rapport à l'autre ; cela a pour effet de varier le diamètre D de la frette et ainsi de serrer les bagues contre l'arbre et la poulie. En conséquence, la sélection se porte sur l'utilisation d'une frette de serrage. Néanmoins, si nécessaire, il faudra veiller à insérer une entretoise de chaque côté de la frette pour éviter qu'elle ne frotte contre les bagues extérieures des roulements.

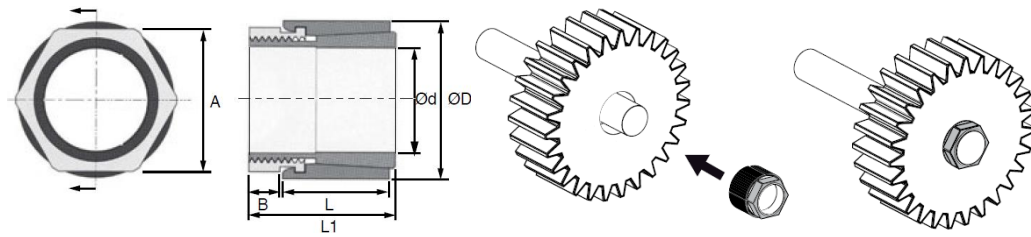


Figure 41 Plan d'une frette de serrage et de son installation.

3.2.5 Dimensionnement des arbres

L'arbre en sortie du motoréducteur étant préinstallé par le fabricant, il est opérationnel et ne doit donc pas être redimensionné. Les deux autres arbres, par contre, vont être dimensionnés dans cette section. Pour ce faire, les sections critiques vont être identifiées, les contraintes internes vont être calculées et, en recourant à un certain nombre d'hypothèses qui seront vérifiées par la suite, le diamètre minimum de chaque arbre va être obtenu. Comme les arbres sont soumis à des efforts cycliques, ils seront dimensionnés en fatigue. Seul celui solidaire du membre mécanique sera également dimensionné en statique car des efforts externes importants peuvent survenir occasionnellement. Cette section reprend uniquement les hypothèses et résultats mais de plus amples explications sur la méthodologie suivie sont fournies en annexe 6.

Arbre menant

Le dimensionnement en fatigue qui va suivre se base sur le diagramme d'endurance de Haigh. Il se décompose en quatre étapes :

- Identification de la section présentant le plus de risque de se déformer et de se rompre, en se basant sur les diagrammes des efforts internes ;
- Identification des contraintes et calcul des contraintes équivalentes ;
- Traçage du diagramme de Haigh et déduction du diamètre minimum de la section critique ;
- Vérification des hypothèses.

Section critique

A partir des forces et moments agissant sur l'arbre qui ont été déterminés précédemment, on obtient les diagrammes des efforts internes repris à la Figure 43. On y observe que la section la plus soumise aux efforts est celle autour de laquelle le câble s'enroule. L'effort tranchant, le moment fléchissant et la torsion y sont maximaux. Toutefois, on peut voir qu'il y a deux épaulements à chaque extrémité de la zone de bobinage et que le diamètre y est moindre. Certains présentent un rapport de diamètre D/d de part et d'autre plus grand qui induira un facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f plus élevé. C'est pourquoi, l'hypothèse H11 est posée.

Hypothèse H11 : La combinaison d'efforts internes la plus intense repérée à la poulie est considérée comme étant d'application sur la section la plus petite à la limite de la poulie.

Vérification de H11 : Cette hypothèse est valable car elle accroît les contraintes maximales théoriques considérées lors du dimensionnement en tenant compte de la

réduction de la section et de la concentration de contraintes à l'épaulement. Ce faisant, on réduit le risque de défaillance.

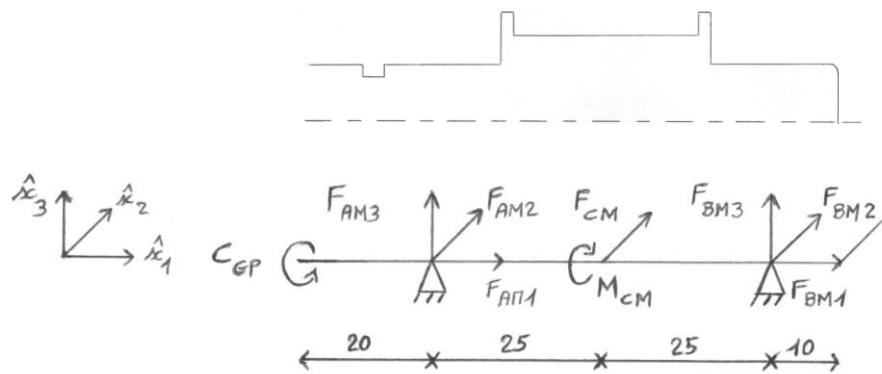


Figure 42 Forme de l'arbre menant superposé aux forces et moments appliqués.

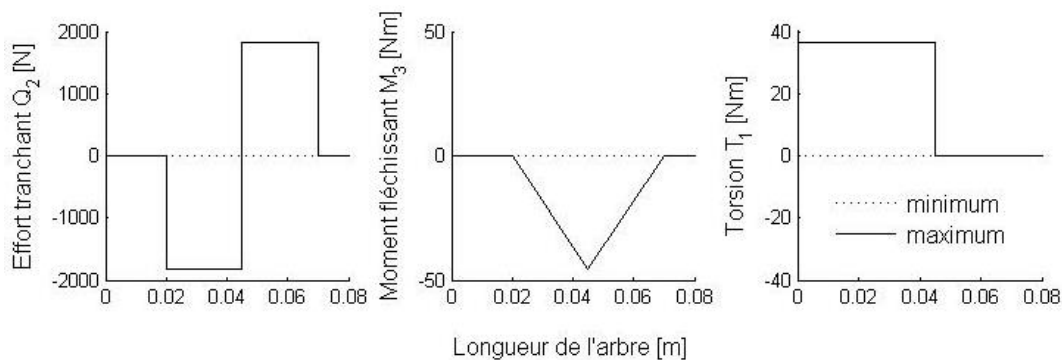


Figure 43 Diagrammes des efforts internes à l'arbre menant lors de l'application d'un couple d'assistance à la hanche variant de 0 (minimum) à 110 Nm (maximum).

Contraintes

Commençons par identifier les efforts internes à la section critique. Comme le couple d'assistance C_{ass} varie cycliquement entre 0 et 110 Nm, l'effort tranchant, le moment fléchissant ainsi que la torsion qui dépendent de la force de traction du câble et des forces de réaction des paliers qui en résultent, varient également entre 0 et leurs valeurs maximales. Il faut donc considérer des efforts moyens et alternés au cours du dimensionnement. Cela dit, les efforts minimaux étant nuls, les valeurs moyennes et alternées sont égales. Nous nous retrouvons dès lors avec :

- Efforts tranchants moyen et alterné $Q_m = Q_a = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{2} = \frac{1833.3 - 0}{2} \approx 916.7 [N]$
- Moments fléchissants moyen et alterné $M_{fm} = M_{fa} = \frac{M_{fmax} - M_{fmin}}{2} \approx \frac{45.8 - 0}{2} = 22.9 [Nm]$
- Torsions moyenne et alternée $M_{tm} = M_{ta} = \frac{M_{tmax} - M_{tmin}}{2} \approx \frac{36.7 - 0}{2} \approx 18.3 [Nm]$

A partir de ces efforts, nous pouvons identifier les contraintes suivantes pour un arbre de section circulaire de diamètre d :

- Contraintes tangentielles de cisaillement moyenne et alternée :

$$\tau_{cm} = \tau_{ca} = \frac{4}{3} * \frac{Q_a}{\pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2} \approx \frac{1556}{d^2} [Pa]$$

- Contraintes normales de flexion moyenne et alternée :

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa} = 32 * \frac{M_{fa}}{\pi * d^3} \approx \frac{233.4}{d^3} [Pa]$$

- Contraintes tangentielles de torsion moyenne et alternée :

$$\tau_{tm} = \tau_{ta} = 16 * \frac{M_{ta}}{\pi * d^3} \approx \frac{93.4}{d^3} [Pa]$$

Précisons que les contraintes tangentielles de torsion τ_t et les contraintes normales de flexion σ_f sont maximales en surface de l'arbre et nulles au centre ; tandis que les contraintes tangentielles de cisaillement τ_c sont nulles en surface et maximales au centre. De plus, τ_t et σ_f sont inversement proportionnelles au cube du diamètre, lequel aura une valeur de l'ordre du centième de mètre, tandis que τ_c est inversement proportionnelle au carré du diamètre. On peut dès lors supposer que le périmètre de la section critique est davantage soumis aux contraintes et négliger de ce fait τ_{cm} et τ_{ca} (H12). Cette hypothèse devra être vérifiée par la suite mais va permettre d'isoler le diamètre d de l'arbre dans les formules afin de calculer sa valeur minimale.

Hypothèse H12 : Le périmètre de la section critique est la zone la plus soumise aux contraintes et, comme les contraintes tangentielles de cisaillement τ_{cm} et τ_{ca} y sont nulles, elles peuvent être négligées.

Afin de prendre en considération les concentrations de contraintes qui ont lieu à l'épaulement, chaque contrainte obtenue va être multipliée par un facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f qui lui est propre. Ceux-ci sont obtenus à partir des graphes rassemblés en annexe 6. Les hypothèses suivantes sont également posées :

Hypothèse H13 : L'arbre est en acier inoxydable 303A qui possède une limite d'élasticité S_y de 241 MPa, soit 35 ksi, et une limite de rupture statique S_u de 600 MPa, soit 87 ksi.

Vérification de H13 : L'acier inoxydable est un matériau usuel et donc adapté pour un premier prototype.

Hypothèse H14 : rayon d'épaulement r de 0.3 mm.

Vérification de H14 : Cette valeur correspond aux rayons des arrondis de la grande majorité des roulements consultés ([54]) susceptibles de supporter cet arbre. Elle ne doit pas être dépassée afin que l'arbre soit correctement bloqué.

Hypothèse H15 : le diamètre d le plus petit de part et d'autre de l'épaulement vaut environ 16 mm.

Hypothèse H16 : le diamètre D le plus grand de part et d'autre de l'épaulement vaut environ 28 mm.

Par ces hypothèses, on obtient :

$$q \approx 0.6 \quad \frac{r}{d} \approx 0.02 \quad \frac{D}{d} \approx 1.75 \quad K_{tf} \approx 2.7 \quad K_{tot} \approx 2.3$$

$$K_{ff} = 1 + (K_{tf} - 1) * q \approx 2.02 \quad K_{fot} = 1 + (K_{tot} - 1) * q \approx 1.78$$

A partir de ces informations, les contraintes de flexion équivalentes moyenne σ_{em} et alternée σ_{ea} ainsi que la pente de la droite de charge peuvent être calculées :

$$\sigma_{em} = \frac{K_{ff} * \sigma_{fm}}{2} + \sqrt{(K_{fot} * \tau_{tm})^2 + \left(\frac{K_{ff} * \sigma_{fm}}{2}\right)^2} \approx \frac{52.69}{d^3} [Pa]$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{(K_{ff} * \sigma_{fa})^2 + 3 * (K_{fot} * \tau_{ta})^2} \approx \frac{552.45}{d^3} [Pa]$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} \approx 10.48$$

Diagramme de Haigh

Il faut maintenant calculer la limite de fatigue alternée S_n à partir de la formule et des coefficients fournis en annexe 6.

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$$

avec

- $S'_n = 0.5 * S_u = 0.5 * 600 * 10^6 = 300 * 10^6 [Pa]$ pour l'acier inoxydable choisi ;
- $C_L = 1$ car on a ramené un cas plus général au cas où a lieu uniquement de la flexion via les formules utilisées pour calculer les contraintes équivalentes en flexion ;
- $C_G = 0.9$ car on a fait l'hypothèse que d vaut environ 16 mm ;
- $C_S = 0.77$ par l'hypothèse H17 ;
- $C_T = 1$ vu que la température est de loin inférieure à 840°F, soit moins de 449°C ;
- $C_R = 0.814$ afin d'avoir une fiabilité de 99%.

Cela nous donne un S_n d'environ 169.23 MPa.

Hypothèse H17 : L'arbre sera usiné et ne bénéficiera pas d'une finition de surface.

Vérification de H17 : Conditions de fabrication typiques d'un prototype.

Toutes les informations nécessaires pour compléter le diagramme d'endurance de Haigh sont à présent connues. La contrainte équivalente alternée limite en flexion $\sigma_{ealimite}$ peut dès lors être déterminée. On constate en observant la Figure 44 que cette contrainte limite correspond à l'ordonnée du point d'intersection de la droite de charge avec celle de la limite de fatigue. $\sigma_{ealimite}$ vaut dès lors 164.8 MPa.

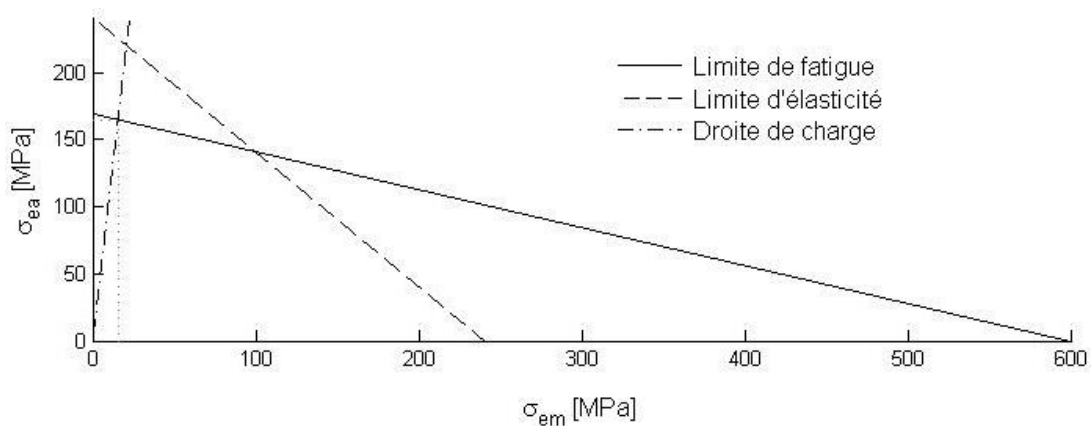


Figure 44 Diagramme d'endurance de Haigh relatif à l'arbre menant.

Finalement, le diamètre d doit être tel que la contrainte équivalente appliquée, multipliée par un coefficient de sécurité SF , soit inférieure à la contrainte équivalente limite. En accord avec l'annexe 6, sachant que le comportement de l'acier est bien connu, que les contraintes sont assez bien évaluées car elles découlent uniquement du couple d'assistance fourni et que les conditions environnementales sont raisonnables, le coefficient de sécurité appliqué est de 1.5.

$$SF * \sigma_{ea} = \frac{1.5 * 552.45}{d^3} = \sigma_{ealimite} \Rightarrow d = 0.0171[m]$$

Finalement, le diamètre minimum de la section critique de l'arbre vaut 17.1 mm. Cette valeur n'est toutefois valable que si toutes les hypothèses posées pour y parvenir sont correctes.

Vérification des hypothèses

Les hypothèses H11, H13, H14 et H17 ayant déjà été vérifiées, il reste à valider H12, H15 et H16.

Pour la valeur de d obtenue, les contraintes maximales appliquées sur la section critique valent :

$$\tau_{tmax} \approx 3.7 * 10^7 \quad \sigma_{fmax} \approx 9.3 * 10^7 \quad \tau_{cmax} = 1.1 * 10^7$$

Au vu de ces résultats et sachant que τ_t et σ_f sont maximales sur le périmètre de la section et nulles au centre tandis que c'est l'inverse pour τ_c , τ_{cm} et τ_{ca} pouvaient bien être négligées. Cela confirme l'hypothèse H12.

De plus, le diamètre obtenu est proche de la valeur estimée à 16 mm par l'hypothèse H15. La valeur obtenue étant légèrement plus grande, elle entraîne des rapports r/d et D/d plus petits conduisant à des K_f également plus petits et donc à des contraintes équivalentes plus faibles. L'hypothèse H15 est dès lors acceptable. Il en est de même pour l'hypothèse H16 car le diamètre D est plus grand.

Toutes les hypothèses ayant été validées, le diamètre minimum de l'arbre à ne pas dépasser est bien de 17.1 mm.

Arbre mené

L'arbre solidaire du membre mécanique est plus compliqué à dimensionner car il est inévitable qu'il doive reprendre des efforts externes relativement importants occasionnellement. Comme ils sont occasionnels, deux dimensionnements vont être réalisés. Le premier, en fatigue, tiendra uniquement compte des efforts exercés de façon répétée et ne considérera donc pas les efforts externes. Le second, en statique, reprendra quant à lui tous les efforts. Le diamètre le plus grand obtenu correspondra à la limite sous laquelle le diamètre de l'arbre ne devra pas descendre.

Dimensionnement en fatigue

La méthodologie suivie est la même que celle pour l'arbre menant et se base donc sur le diagramme d'endurance de Haigh. Par ailleurs, comme énoncé précédemment, les efforts externes F_{ext1} , F_{ext2} et M_{ext} sont considérés nuls lors du dimensionnement en fatigue.

Section critique

A partir des forces et moments agissant sur l'arbre qui ont été déterminés précédemment, on obtient les diagrammes des efforts internes repris à la Figure 46. On y observe que la section la plus soumise aux efforts est celle autour de laquelle le câble s'enroule. L'effort tranchant, le moment fléchissant et la torsion y sont maximaux.

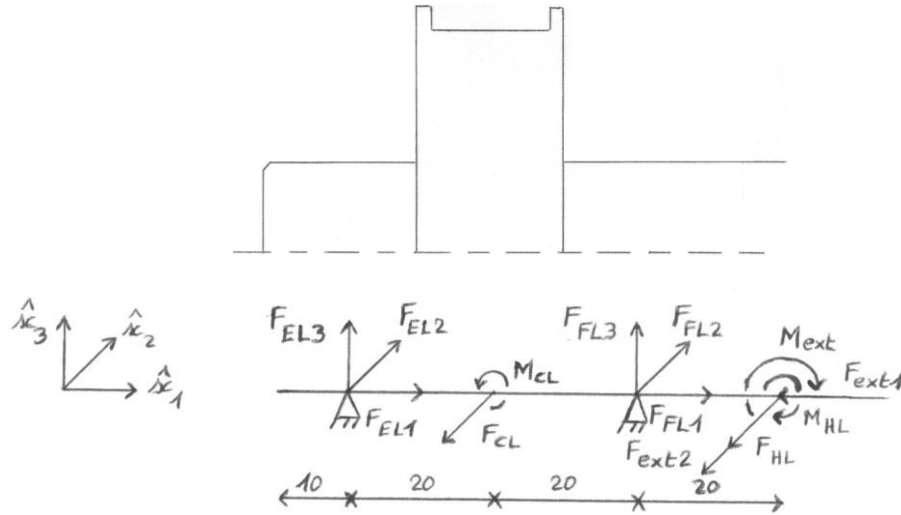


Figure 45 Forme de l'arbre mené superposé aux forces et moments appliqués.

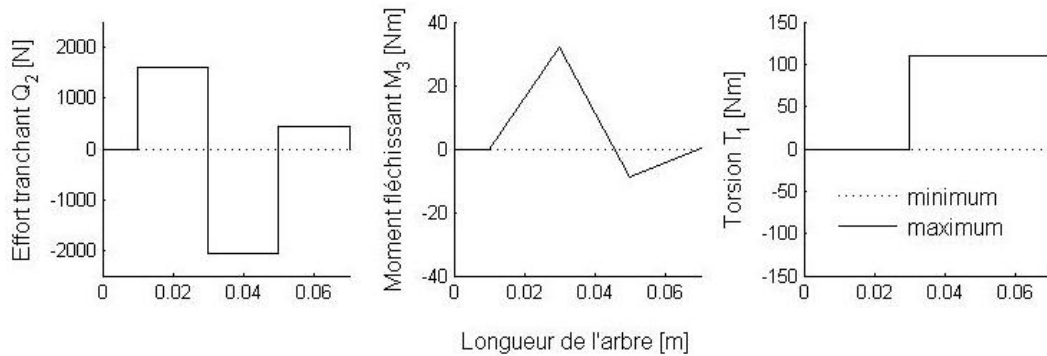


Figure 46 Diagrammes des efforts internes à l'arbre mené lors de l'application d'un couple d'assistance à la hanche variant de 0 (minimum) à 110 Nm (maximum).

Contraintes

Comme les efforts internes varient avec C_{ass} , il faut considérer des efforts moyens et alternés. Cela dit, les efforts minimaux étant nuls, les valeurs moyennes et alternées sont égales. Nous nous retrouvons dès lors avec :

- Efforts tranchants moyen et alterné $Q_m = Q_a = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{2} = \frac{2053 - 0}{2} \approx 1027 \text{ [N]}$
- Moments fléchissants moyen et alterné $M_{fm} = M_{fa} = \frac{M_{fmax} - M_{fmin}}{2} = \frac{32.3 - 0}{2} \approx 16 \text{ [Nm]}$
- Torsions moyenne et alternée $M_{tm} = M_{ta} = \frac{M_{tmax} - M_{tmin}}{2} = \frac{110 - 0}{2} = 55 \text{ [Nm]}$

A partir de ces efforts, nous pouvons identifier les contraintes suivantes pour un arbre de section circulaire de diamètre d :

- Contraintes tangentielles de cisaillement moyenne et alternée :

$$\tau_{cm} = \tau_{ca} = \frac{4}{3} * \frac{Q_a}{\pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2} = \frac{1743}{d^2} [Pa]$$

- Contraintes normales de flexion moyenne et alternée :

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa} = 32 * \frac{M_{fa}}{\pi * d^3} \approx \frac{164.3}{d^3} [Pa]$$

- Contraintes tangentielles de torsion moyenne et alternée :

$$\tau_{tm} = \tau_{ta} = 16 * \frac{M_{ta}}{\pi * d^3} \approx \frac{280.1}{d^3} [Pa]$$

Hypothèse H18 : Le périmètre de la section critique est la zone la plus soumise aux contraintes. Comme τ_{cm} et τ_{ca} y sont nulles, elles peuvent être négligées.

A partir de là, les contraintes de flexion équivalentes moyenne σ_{em} et alternée σ_{ea} ainsi que la pente de la droite de charge peuvent être calculées :

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{fm}}{2} + \sqrt{\tau_{tm}^2 + \left(\frac{\sigma_{fm}}{2}\right)^2} \approx \frac{374.1}{d^3} [Pa] \quad \sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_{fa}^2 + 3 * \tau_{ta}^2} \approx \frac{512.3}{d^3} [Pa]$$

$$\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{em}} \approx 1.37$$

Diagramme de Haigh

Maintenant, il faut calculer la limite de fatigue alternée S_n . A partir de l'hypothèse H19 et en choisissant le même matériau et fini de surface que l'arbre menant, on obtient le même S_n que pour ce dernier, soit 169.23 MPa.

Hypothèse H19 : Le diamètre de l'arbre mené est compris entre 10 et 50 mm.

Le diagramme d'endurance de Haigh peut finalement être tracé (Figure 47). On constate que la contrainte équivalente alternée limite en flexion $\sigma_{ealimite}$ correspond à l'ordonnée du point d'intersection de la droite de charge avec la droite de la limite d'élasticité. Elle vaut 139.3 MPa.

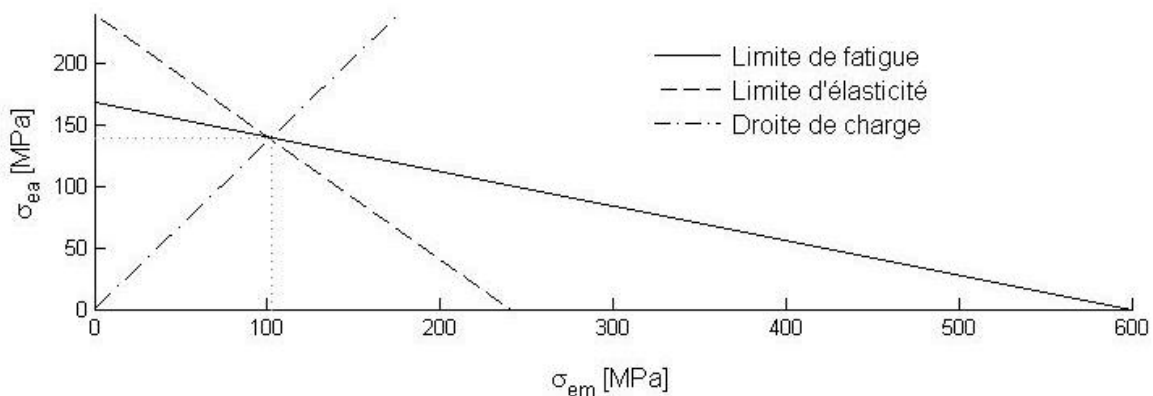


Figure 47 Diagramme d'endurance de Haigh relatif à l'arbre mené.

Sachant que le comportement de l'acier est bien connu mais que l'arbre est occasionnellement soumis à des contraintes difficilement quantifiables, le coefficient de sécurité SF appliqué est de 3.

$$SF * \sigma_{ea} = \frac{3 * 139.3}{d^3} = \sigma_{ealimite} \Rightarrow d = 0.0223[m]$$

Finalement, le diamètre minimum de la section critique de l'arbre vaut 22.3 mm. Cette valeur n'est toutefois valable que si toutes les hypothèses posées pour y parvenir sont correctes.

Vérification des hypothèses

Pour la valeur de d obtenue, les contraintes maximales appliquées sur la section critique valent :

$$\tau_{tmax} \approx 5 * 10^7$$

$$\sigma_{fmax} \approx 3 * 10^7$$

$$\tau_{cmax} = 7 * 10^6$$

Au vu de ces résultats et sachant que τ_t et σ_f sont maximales sur le périmètre de la section et nulles au centre tandis que c'est l'inverse pour τ_c , τ_{cm} et τ_{ca} pouvaient bien être négligées. Cela confirme l'hypothèse H18.

L'hypothèse H19 est également confirmée car d est bien compris entre 10 et 50 mm.

Toutes les hypothèses ayant été validées, le diamètre minimum de l'arbre à ne pas dépasser du point de vue du dimensionnement en fatigue est bien de 22.3 mm. Il reste néanmoins à vérifier si cette valeur est suffisante pour supporter occasionnellement de fortes forces externes. On poursuit donc avec le dimensionnement en statique.

Dimensionnement en statique

Lors du dimensionnement en statique, tous les efforts vont être considérés. Pour rappel, il a été supposé que F_{ext1} et F_{ext2} valent toutes deux 1200 N, tandis que M_{ext} est considéré nul. De plus, en accord avec le montage des roulements, on considère que c'est le palier médial – à gauche sur les diagrammes des efforts internes (cf. Figure 48) – qui reprend la force externe axiale. Suite à l'application de ces forces, la section critique se trouve cette fois-ci au niveau du palier latéral.

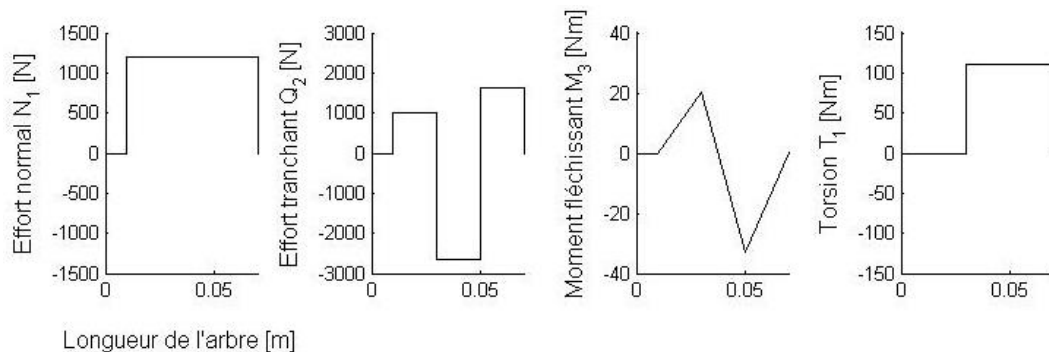


Figure 48 Diagrammes des efforts internes à l'arbre mené lors de l'application d'un couple d'assistance à la hanche de 110 Nm ainsi que de forces externes radiale et axiale de 1200 N chacune.

Contrairement au dimensionnement en fatigue, seuls les efforts internes maximaux nous intéressent. Ceux subis par la section circulaire critique de diamètre d sont :

- Effort normal et tranchant maximaux $N_{max} = 1200 [N]$ $Q_{max} \approx 2653 [N]$
- Torsion et moment fléchissant maximaux $M_{tmax} = 110 [Nm]$ $M_{fmax} = 32.8 [Nm]$

Il en résulte les contraintes suivantes :

- Contrainte normale de traction-compression maximale $\sigma_{tmax} = 4 * \frac{N_{max}}{\pi * d^2} \approx \frac{1528}{d^2} [Pa]$

- Contrainte tangentielle de cisaillement maximale $\tau_{cmax} = \frac{4}{3} * \frac{Q_{max}}{\pi * (\frac{d}{2})^2} \approx \frac{4504}{d^2} [Pa]$
- Contrainte tangentielle de torsion maximale $\tau_{tmax} = 16 * \frac{M_{tmax}}{\pi * d^3} = \frac{560}{d^3} [Pa]$
- Contrainte normale de flexion maximale $\sigma_{fmax} = 32 * \frac{M_{fmax}}{\pi * d^3} \approx \frac{334}{d^3} [Pa]$

Cette fois, il y a une contrainte de compression. Par conséquent, même si on néglige la contrainte tangentielle de cisaillement, on ne saura pas isoler le diamètre d dans l'équation de la contrainte équivalente. De ce fait, il faut supposer la valeur du diamètre et vérifier à la fin du raisonnement si le facteur de sécurité SF obtenu est suffisant. Ayant préalablement effectué le dimensionnement en fatigue, nous allons reprendre la valeur de d obtenue. Les contraintes valent alors :

$$\begin{aligned}\sigma_{tmax} &= 3.1 * 10^6 [Pa] & \tau_{tmax} &= 5.1 * 10^7 [Pa] \\ \sigma_{fmax} &= 3.0 * 10^7 [Pa] & \tau_{cmax} &= 9.1 * 10^6 [Pa]\end{aligned}$$

Maintenant que toutes les contraintes ont été calculées, le critère de Von Mises peut être appliqué.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3 * (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \approx 9.34 * 10^7$$

$$SF * \sigma_e \leq S_y \Leftrightarrow SF = 2.58$$

SF est inférieur à la valeur appliquée lors du dimensionnement en fatigue et n'est donc pas suffisant. En itérant les calculs pour différents diamètres, on obtient le SF de 3 avec un d de 23.5 mm.

Résultat des dimensionnements

Le dimensionnement en fatigue et celui en statique ont respectivement donné un diamètre de 22.3 mm et 23.5 mm. La limite sous laquelle le diamètre de l'arbre ne devra pas descendre vaut le plus grand de ces deux diamètres, soit 23.5 mm. Cette valeur respecte par ailleurs les hypothèses posées lors du dimensionnement en fatigue.

3.2.6 Dimensionnement des paliers

Afin d'obtenir les dimensions du boîtier latéral, il faut rechercher sur le marché des roulements qui respectent le diamètre minimal de l'arbre et résistent suffisamment aux efforts appliqués.

Paliers de l'arbre menant

Lors de la détermination des forces et moments de force exercés sur les arbres, il a été calculé une force radiale maximale de 1833 N tandis que la force axiale devrait être nulle... au poids de l'arbre et de ses composants près. La charge dynamique équivalente P est donc égale à cette force radiale. La vitesse maximale de l'arbre est quant à elle de 87 tours par minute.

Le plus petit roulement à rouleaux cylindriques respectant le diamètre intérieur minimal trouvé dans le catalogue de la société SKF est le NCF 3004 CV. Celui-ci a un diamètre intérieur de 20 mm, un extérieur de 42 mm et une largeur de 16 mm. Il pèse 110 grammes. Sa charge dynamique de base C vaut 28.1 kN. En appliquant les formules, on obtient un coefficient de sécurité de 15.33 et une durée de vie théorique de 1.7 millions d'heures de fonctionnement. Le coefficient de sécurité est de loin

supérieur à ceux conseillés par le fabricant (cf. Tableau 18). Le nombre d'heures de fonctionnement est également très largement suffisant de sorte que, si on effectue un dimensionnement plus poussé en prenant en compte les facteurs de lubrification, de pollution, etc., le résultat devrait rester suffisant.

$$P = 1833 [N]$$

$$SF = \frac{C}{P} = \frac{28100}{1833} \approx 15.33$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n_{\text{menant}}} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 * 87} \left(\frac{28100}{1833} \right)^{10/3} = 1.7 * 10^6 [heures]$$

Valeurs indicatives du facteur de sécurité statique s_0

Mode de fonctionnement	Roulement tournant Exigences de performances						Roulement non tournant	
	faibles		normales		élevées			
	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux	Roulements à billes	Roulements à rouleaux
Régulier, sans vibration	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Chocs importants ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Pour les butées à rotule sur rouleaux, il est conseillé d'utiliser $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Si l'intensité des chocs n'est pas connue, utilisez des valeurs s_0 au moins aussi élevées que celles indiquées ci-dessus. Si l'intensité des chocs est connue, des valeurs s_0 plus faibles peuvent être appliquées.

Tableau 18 Valeurs du facteur de sécurité conseillées par la société SKF. [54]

Paliers de l'arbre mené

Lors de la détermination des forces et moments de force exercés sur les arbres, il a été calculé une force radiale maximale F_r de 4293 N et une axiale F_a de 1200 N en cas de chute de l'utilisateur. La vitesse maximale de l'arbre est quant à elle de 29 tours par minute.

En parcourant le catalogue de la société SKF, le roulement à billes à contact oblique le plus petit trouvé respectant le diamètre intérieur minimal est le 7205 BE-2RZP. Celui-ci a un diamètre intérieur de 25 mm, un extérieur de 52 mm et une largeur de 15 mm. Sa masse vaut 130 grammes. Sa charge dynamique de base C vaut 14.8 kN et ses facteurs X et Y valent respectivement 0.35 et 0.26.

En utilisant la formule pour les charges biaxiales, on obtient une charge dynamique équivalente P de 1815 N. Il en résulte un coefficient de sécurité SF de 8.15 et une durée de vie de 0.3 million d'heures de fonctionnement. De nouveau, les résultats sont bien supérieurs à ceux attendus.

$$P = X * F_r + Y * F_a = 0.35 * 4293 + 0.26 * 1200 \approx 1815 [N]$$

$$SF = \frac{C}{P} = \frac{14800}{1815} \approx 8.15$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n_{\text{mené}}} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 * 29} \left(\frac{14800}{1815} \right)^3 = 3.1 * 10^5 [heures]$$

3.2.7 Pré-dimensionnement des poulies et du câble

Suite au dimensionnement de l'arbre menant, on sait que le diamètre minimum de la poulie est de 17.1 mm. Le diamètre d_M choisi pour la poulie arbrée est dès lors de 18 mm. Du fait de l'hypothèse H3 qui suppose que le câble a un diamètre d_C de 4 mm, la distance d_{effM} séparant la fibre neutre du câble de part et d'autre de la poulie vaut 22 mm. C'est cette valeur qui est utilisée pour obtenir le bon rapport de réduction R_p des poulies, fixé à 3:1. On en déduit une distance d_{effL} correspondante à la seconde poulie de 66 mm. On retire du résultat le diamètre du câble et on obtient ainsi que la poulie la plus grande doit avoir un diamètre d_L de 62 mm.

$$d_{effM} = \frac{d_C}{2} + d_M + \frac{d_C}{2} = \frac{4}{2} + 18 + \frac{4}{2} = 22 \text{ [mm]}$$

$$d_{effL} = d_{effM} * R_p = 22 * 3 = 66 \text{ [mm]}$$

$$d_L = d_{effL} - 2 * \frac{d_C}{2} = 66 - 2 * \frac{4}{2} = 62 \text{ [mm]}$$

A partir de cette valeur, la force de traction du câble F_C peut être calculée et ensuite le diamètre de celui-ci vérifié par la consultation de catalogues. Suite à l'hypothèse H1, F_C vaut le rapport du couple d'assistance maximum C_{ass} et du rayon effectif de la seconde poulie, soit 3334 N.

$$F_C = \frac{C_{ass}}{d_{effL}/2} = \frac{110}{0.066/2} \approx 3334 \text{ [N]}$$

En consultant le catalogue de la société Carlstahl [55] et en suivant les conseils qui y sont fournis, un câble qui conviendrait serait le U 71925353. Il est composé de 7 torons de 19 fils chacun en acier galvanisé, serti d'une gaine en polyamide, dont le diamètre total est de 4 mm pour une charge de rupture minimale de 5290 N et une masse de 39 g/m. Si toutefois, après consultation auprès du fabricant, ce câble n'est pas suffisamment souple pour être bobiné, des alternatives existent de composition différente : avec une âme textile, sans gaine, etc.¹⁴

Conseils du fabricant : Il est souhaitable que les câbles subissant des flexions répétées soient gainés. Cette gaine protège le câble des saletés et retient l'huile apportée au câble durant sa fabrication afin de réduire les frottements entre les fils le constituant. De plus, utiliser des torons intégrant davantage de fils les rend plus souples et augmente leur durée de vie sous l'effet de flexions répétées. La galvanisation réduit quant à elle le risque de corrosion. [55]

Vérification de H3 : Après consultation de catalogues, un diamètre de câble de 4 mm fournit une charge de rupture minimale suffisante.

Le câble sera fixé à la première poulie par un embout tel que celui présenté à la Figure 49, coincé entre deux saillies (cf. Figure 51). Le rayon de la section au niveau des saillies devrait valoir la somme du rayon de la poulie et du diamètre de l'embout. Le plan de cette poulie arbrée est repris à la Figure 51. L'épaisseur libre entre le câble et le moyeu devra être minimisée afin d'éviter que plusieurs boucles de câble ne se superposent.

¹⁴ <https://www.shop-levac.com/55-cables> et <https://www.carlstahl.com>



88

3.3 Mesure du couple et des angles

Comme mentionné dans le cahier des charges, le dispositif doit fournir une mesure :

- de l'angle de flexion-extension de la hanche lésée ;
- de l'angle de flexion-extension de la hanche saine ;
- du couple d'assistance fourni.

3.3.1 Mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée

Plutôt que de placer un capteur directement sur le membre lésé afin de mesurer l'orientation du membre mécanique, un capteur de position angulaire est placé sur la grande poulie. Cela évite d'encombrer davantage l'ancrage et de prévoir le passage éventuel de câbles le long du membre mécanique dans le but de transmettre l'énergie et les mesures. De plus, seules des centrales inertielles seraient aptes à fournir cette mesure en étant attachées directement au membre lésé. Toutefois, ces dernières demandent un post-traitement relativement complexe afin d'obtenir une valeur de la position angulaire sur base de leurs mesures de vitesse et d'accélération.

Par l'hypothèse H1, l'orientation du membre mécanique est équivalente à l'angle de flexion de la hanche lésée. Cependant, la réalité est toute autre car l'axe de rotation de la poulie ne peut être confondu avec l'axe de flexion-extension de la hanche lésée. En effet, un décalage est inévitable si l'on souhaite que le boîtier latéral se retrouve au-dessus de l'axe d'abduction-adduction de cette même hanche afin d'éviter que ses mouvements d'abduction ne soient limités. De même, les ajustements de ce boîtier n'apportent qu'un nombre limité de positions. Il est donc peu probable qu'une position recherchée soit atteinte avec exactitude. Par conséquent, il faudra accepter une certaine erreur dans la mesure fournie par rapport à la position réelle, voire appliquer une relation trigonométrique pour déterminer l'angle de flexion de la hanche à partir de la connaissance de celui du membre mécanique et de la distance entre la hanche et le point d'ancrage de ce membre à la cuisse.

Comme le réglage angulaire du boîtier latéral varie d'un utilisateur à l'autre, on ne peut compter sur la présence d'une position de référence qui aurait permis l'utilisation de capteurs relatifs tels que les codeurs incrémentaux et les autres capteurs dont la position est obtenue par intégration d'une mesure de vitesse ou d'accélération. Il faut donc se tourner vers l'intégration d'un potentiomètre, d'un résolveur, de capteurs à effet Hall ou d'un codeur absolu. Les résolveurs sont plus volumineux. De plus, tout comme les potentiomètres, ils sont composés d'un balai qui est une source d'usure. Cela est encore plus contraignant pour les potentiomètres car le balai se déplace le long de la piste de lecture tout en maintenant le contact avec elle. Or, le mouvement oscillant du membre mécanique entraînerait une concentration de l'usure sur une partie de la piste et les impacts engendrés par le contact du membre mécanique avec un corps étranger dégraderaient davantage le balai et la piste de lecture. Les codeurs, quant à eux, fonctionnent sans contact entre la piste et la tête de lecture. Les capteurs à effet Hall sont moins précis pour un même volume. Par conséquent, on utilisera un codeur absolu.

Certains codeurs absolus, de faible diamètre mais plus larges, sont prévus pour être placés en bout d'arbre, tandis que d'autres, de grand diamètre mais de faible largeur, sont prévus pour que la piste de lecture soit fixée à un composant solidaire de l'arbre et la tête de lecture au bâti. N'ayant pas la

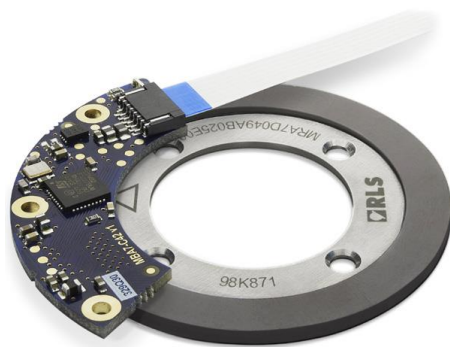


Figure 53 Codeur absolu AksIM.
(<https://www.rls.si/en/products/aksim-rotary-absolute-encoder-module>)

place pour installer un capteur en bout d'arbre, c'est cette seconde configuration qui va être utilisée. Un codeur potentiel serait le codeur AksIM proposé par l'entreprise RLS (cf. **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**). Sa piste de lecture magnétique pourrait être montée dans un renforcement de la poulie tandis que la tête de lecture serait fixée à la paroi entourant cette même poulie. Il fournit une précision de $\pm 0.1^\circ$, fonctionne sous des températures allant de -30°C à 70°C et pèse à peine 20 grammes. L'ensemble a une épaisseur d'environ 6.5 mm et un diamètre de 49 mm pour l'anneau servant de piste de lecture et de 59 mm avec la tête de lecture. Son prix est de 140 €.

3.3.2 Mesure de l'angle de flexion de la hanche saine

Le but est de pouvoir mesurer l'angle de flexion-extension de la hanche saine sans que cela n'incommoder ses déplacements. Or les centrales inertielles sont les seules solutions qui ne nécessitent pas une liaison rigide entre la cuisse saine et le tronc, ce qui aurait inévitablement gêné les déplacements du membre inférieur ainsi que le balancement du bras correspondant du fait de son encombrement. Toutefois, la mesure de la position angulaire étant obtenue par intégration de mesures de vitesse et d'accélération prises par les gyroscopes et accéléromètres composant la centrale inertielle, elle est moins précise que celle du codeur utilisé pour mesurer l'angle de la hanche lésée. Elle permettra tout de même d'analyser la cinématique de la hanche saine ainsi que l'efficacité du dispositif en situation réelle qui ne sont pas toujours simulables en laboratoire, comme la montée et la descente d'escaliers ainsi que la marche sur terrain accidenté.

Pour rappel, la vitesse angulaire maximale en flexion de la hanche est de 2.95 rad/s , soit $169^\circ/\text{s}$, tandis que l'accélération atteint 25.2 rad/s^2 . De ce fait, les gyroscopes doivent avoir une étendue de mesure atteignant $169^\circ/\text{s}$. Les accéléromètres fournissent quant à eux une accélération exprimée d'après la gravité terrestre g . Pour convertir l'accélération angulaire de 25.2 rad/s^2 en g , il faut la multiplier par la distance entre le centre de rotation (la hanche) et le capteur puis diviser le résultat par 9.81. En supposant que la distance maximale est de 0.45m, on obtient une accélération maximale d'environ 1.16g.

Une centrale inertielle qui conviendrait à notre application est la Razor M0 IMU à 9 degrés de liberté proposée par l'entreprise SparkFun (cf. Figure 54). Elle intègre trois éléments triaxiaux : un gyroscope, un accéléromètre ainsi qu'un magnétomètre. A cela s'ajoute un microprocesseur préprogrammé pour calculer notamment les positions angulaires, un port de carte μSD pour y stocker les mesures ou autres programmes, un port USB pour reprogrammer le microprocesseur ainsi qu'une entrée pour batterie, un interrupteur et des connexions supplémentaires si on souhaite ajouter d'autres composants. Avec l'ajout d'une batterie et d'une carte μSD , on obtient un système autonome si l'on souhaite uniquement prendre des mesures pour les analyser ensuite. Par contre, si cette mesure doit finalement être utilisée pour la commande du moteur, il devra être connecté au reste de l'électronique via un câble ou transmettre l'information par Bluetooth par exemple. Pour ce

premier prototype, une connexion par câble est suffisante. Différentes étendues de mesures sont également proposées. Pour notre application, nous sélectionnerons les étendues les plus petites, soit $\pm 250^\circ/\text{s}$ pour le gyroscope et $\pm 2\text{g}$ pour l'accéléromètre. L'ensemble consomme 3.5 mA. S'il est branché à la batterie présentée à la Figure 55 dont la capacité est de 400 mAh, l'autonomie sera de 114 heures environ. Une telle batterie ne pèse que 13 grammes et occupe un volume de $27 \times 37 \times 5 \text{ mm}^3$.



Figure 54 Razor M0 IMU à 9 degrés de liberté proposée par l'entreprise SparkFun. (<https://www.robotshop.com/eu/fr/imu-9-degrees-liberte-razor-m0.html>)



Figure 55 Batterie pouvant alimenter la centrale inertielle. (<https://www.sparkfun.com/products/13851>)

3.3.3 Mesure du couple d'assistance

La mesure du couple d'assistance est obtenue par mesure de la déformation élastique d'un corps d'épreuve placé entre l'engrenage et la première poulie. Elle permet au contrôleur de compenser les variations de rendement du moteur et de l'engrenage afin de suivre le profil de couple programmé. Le couple d'assistance réellement appliqué à la hanche est toutefois différent car des pertes par frottement surviennent au niveau du membre mécanique et car il faut encore soustraire l'inertie des composants se trouvant entre le corps d'épreuve et l'ancrage à la cuisse. Concernant cette inertie, lors de la comparaison des solutions combinées, on avait conclu que l'inertie des éléments se trouvant entre le câble et l'ancrage à la cuisse était du même ordre de grandeur que pour la solution combinée II, soit 0.014 kg.m^2 . En multipliant cette valeur par l'accélération maximale de 25.2 rad/s^2 , on obtient un couple inertiel de 0.35 Nm . Cela représente à peine 0.3% du couple d'assistance maximal et 1.7% du couple d'assistance effectif. La mesure effectuée en sortie du motoréducteur multipliée par le rapport de réduction des poulies est dès lors une bonne estimation du couple d'assistance fourni à la hanche.

De plus, l'insertion d'un élément élastique permet de filtrer les à-coups provenant de l'engrenage, de la transmission par câble et de la charge. Le corps d'épreuve utilisé pour la mesure du couple augmente donc la compliance du dispositif ainsi que sa tolérance aux chocs.

Les ressorts et barres de torsion consultés n'étant pas capables de supporter un tel couple ou étant trop encombrants, mener une étude visant la conception d'un corps d'épreuve personnalisé pour ce dispositif pourrait se révéler nécessaire. Cela étant, un tel élément a déjà été conçu au cours d'autres études et pourrait être repris dans le cadre de ce prototype. Deux éléments élastiques potentiels ont été trouvés dans la littérature.

Le premier s'apparente à une barre de torsion qui aurait été partiellement évidée (cf. Figure 56) [41]. Il a été dimensionné dans le cadre d'une orthèse de coude, pour pouvoir résister à un couple de 30 Nm en considérant un facteur de sécurité de 1.8. Si on considère maintenant le couple de 36.7 Nm qui doit être transmis à la première poulie, le coefficient de sécurité descend à 1.47. Il devrait donc

être suffisamment résistant pour notre prototype. Il mesure 35 mm de diamètre et 55 mm de long pour une masse estimée à 250 grammes. Sa raideur est quant à elle de 100 Nm/rad.

Le second est un ressort à double spirale (Figure 57) [46] conçu pour être intégré à un exosquelette et placé en série avec le moteur pour servir de corps d'épreuve dans la mesure du couple et pour augmenter la compliance du système. Il peut mesurer des couples atteignant 100 Nm, a une raideur de 220 Nm/rad et pèse 235 grammes. Ses dimensions sont de 75 mm de diamètre et 15 mm de large. Comme nous ne devons pas atteindre un tel couple, il aurait été plausible que son encombrement puisse être réduit. Toutefois, si les équations fournissant sa raideur théorique K et sa contrainte de torsion σ_{spiral} sont les mêmes que pour les simples ressorts spiraux, on constate que c'est davantage sa largeur qui pourrait être diminuée et non son diamètre ; or c'est ce dernier qui pose problème. En effet, il augmenterait inutilement l'épaisseur du boîtier dorsal en comparaison à l'élément précédent. A titre informatif, voici les formules¹⁵ pour un ressort spiral avec C le couple appliqué, b la largeur du ressort, E l'élasticité du matériau, et e et L l'épaisseur et la longueur de la partie en spirale, respectivement.

$$\sigma_{spiral} = \frac{6 \cdot C}{b \cdot e^2}$$

$$K = \frac{E \cdot b \cdot e^3}{12 \cdot L}$$

Des deux éléments, le premier convient parfaitement à notre dispositif. Nous allons donc nous en inspirer.



Figure 56 Ressort de torsion issu du projet NEUROExos.



Figure 57 Ressort à double spirale issu d'un projet robotique de rééducation.

Trouver un corps d'épreuve est une chose, mais encore faut-il pouvoir mesurer sa déformation. Pour ce faire, des codeurs vont être utilisés. Comme la raideur du corps d'épreuve sélectionné est de 100 Nm/rad, une erreur de 1 degré sur sa déformation induirait une erreur de 1.75 Nm sur le couple transmis à la première poulie et de 5.25 Nm sur celui fourni à la hanche. Cela représente 4.8% du couple maximum prévu pour une personne de 120 kg et donc 9.6% de celui qui devrait être fourni à une personne de 60 kg. Une erreur de 1 degré est donc inacceptable. Comme le jeu angulaire en sortie de l'engrenage est justement de 1 degré, peu importe le capteur angulaire que l'on intégrerait au moteur, sa mesure ne pourra pas être utilisée dans le calcul du couple. Il faut donc insérer un capteur angulaire de chaque côté de l'élément élastique.

Pour des raisons d'encombrement, d'usure, de précision et d'uniformité, les capteurs choisis sont les mêmes que pour la mesure de l'angle de flexion de la hanche lésée. Comme ils fourniraient chacun, une fois montés, une précision d'environ 0.1 degré, la mesure de la déformation pourrait être faussée de 0.2 degrés, soit 0.0035 radian ; ce qui, une fois multiplié par la raideur du corps d'épreuve, induirait une erreur de mesure en couple de 0.35 Nm en sortie de l'engrenage et de 1.05

¹⁵ https://fr.wikipedia.org/wiki/Ressort_spiral

Nm au niveau du membre mécanique et de la hanche d'après l'hypothèse H1. Cette erreur représente 1.9% du couple nominal d'assistance requis pour une personne de 60 kg et deux fois moins pour une personne de 120 kg. La précision semble donc suffisante.

Précisons toutefois que, théoriquement, il serait possible de se contenter de codeurs incrémentaux. De fait, peu avant la flexion de la hanche, alors que le moteur est à l'arrêt car il a libéré suffisamment de câble pour assurer la transparence en extension, le corps d'épreuve devrait recouvrer sa forme d'origine. A cet instant, les codeurs incrémentaux pourraient être réinitialisés. De la sorte, les erreurs seraient annulées à chaque pas. D'autre part, si une précision de 0.4 degré sur la déformation s'avère finalement suffisante et qu'il y a assez de place dans le boîtier dorsal, on pourrait pencher pour un codeur absolu tel que le CUI AMT23¹⁶ qui est plus facile à installer et ne coûte que 40 € contre 140 € pour ceux choisis. Ces deux remarques étant formulées, dans le cadre d'un premier prototype, mieux vaut jouer la sécurité et effectuer les tests sur des capteurs absolus de précision a priori suffisante.

3.4 Pré-dimensionnement du membre mécanique

Les dimensions et la masse du membre mécanique vont maintenant être estimées. Ce membre s'étend de l'arbre supportant la poulie la plus grande à l'ancrage de la cuisse. Il est composé de trois pivots et d'une glissière formée de deux cylindres imbriqués l'un dans l'autre. Plus précisément, en partant de son extrémité proximale, il y a :

- le pivot d'axe antéro-postérieur, composé :
 - o d'une première chape solidarisée à l'arbre au moyen d'une frette de serrage ;
 - o d'un tourillon ;
 - o de la seconde chape ;
- la partie télescopique permettant au membre mécanique de s'allonger, composée :
 - o d'un tube dont une extrémité taraudée est vissée sur la précédente chape ;
 - o d'un cylindre dont une extrémité est prévue pour être glissée dans le tube et l'autre extrémité est filetée pour être vissée dans la chape suivante ;
- le second pivot d'axe antéro-postérieur, composé :
 - o d'une première chape devant accueillir le précédent cylindre ;
 - o d'un tourillon ;
 - o de la seconde chape qui a également la fonction de tourillon pour le dernier pivot ;
- la chape d'axe transversal fixée à l'ancrage de la cuisse.

Plutôt que d'effectuer un dimensionnement détaillé de chaque pièce composant l'arbre mécanique, ce dernier va être considéré comme une seule et même pièce cylindrique rigide – ce qui est correct du point de vue du degré de liberté motorisé. Cela permettra, en un seul dimensionnement, d'estimer globalement ses dimensions et sa masse. Bien évidemment, si ce projet est validé, il faudra dimensionner chaque pièce en considérant les différentes sections sur lesquelles s'appliquent les efforts ainsi que les concentrations de contraintes... ou les obtenir sur le marché.

Lors d'une utilisation normale, les forces et couples s'appliquant sur le membre mécanique sont :

¹⁶ <https://www.mouser.be/new/cui-inc/cui-amt-encoders/>

- le moment de force d'axe transversal M_{CL} induit par le câble sur l'arbre solidaire du membre ;
- la force de réaction de la cuisse F_{HL} à ce couple ;
- la force de réaction F_2 de l'arbre à F_{HL} .

Dans ce cas et de par l'hypothèse H1, M_{CL} vaut le couple d'assistance C_{ass} à fournir à la hanche, soit 110 Nm maximum. La force F_{HL} , quant à elle, vaut le rapport de ce couple sur la distance entre la hanche et le point d'attache du membre mécanique à la cuisse, soit 440 N au maximum via l'hypothèse H7. Pour finir, la force F_2 est d'intensité égale mais de sens opposé à F_{HL} . Le couple d'assistance étant cyclique, les forces F_{HL} et F_2 le sont également.

Cependant, une force externe risque de survenir occasionnellement. Lors du dimensionnement de l'arbre solidaire du membre mécanique, une force axiale et une force radiale externes avaient été considérées égales au poids maximal de l'utilisateur à cause du risque de chute. Pour le membre mécanique, néanmoins, c'est différent : à moins que l'utilisateur ne chute sur une saillie suffisamment haute, l'impact devrait avoir lieu à une extrémité du membre. De ce fait, l'impact sera directement repris par l'ancrage à la cuisse ou l'arbre susmentionné. Par conséquent, une telle force ne sera pas considérée dans ce dimensionnement mais un facteur de sécurité SF de 2.5 sera tout de même appliqué en accord avec les recommandations fournies en annexe 6. Il correspond aux cas pour lesquels on ne sait pas déterminer avec exactitude les contraintes qui sont appliquées.

Comme les forces et moments exercés sont cycliques, un dimensionnement en fatigue est réalisé. La méthodologie est expliquée en annexe 6 et se base sur le diagramme d'endurance de Haigh.

Hypothèse H20 : Le membre mécanique est en acier inoxydable 303A qui possède une densité de 8000 kg/m³, une limite d'élasticité S_y de 241 MPa, soit 35 ksi, et une limite de rupture statique S_u de 600 MPa, soit 87 ksi.

En appliquant l'équilibre des forces et des moments, on obtient : $F_2 = F_{HL} = \frac{M_{CL}}{0.25} = \frac{110}{0.25} = 440 \text{ [N]}$

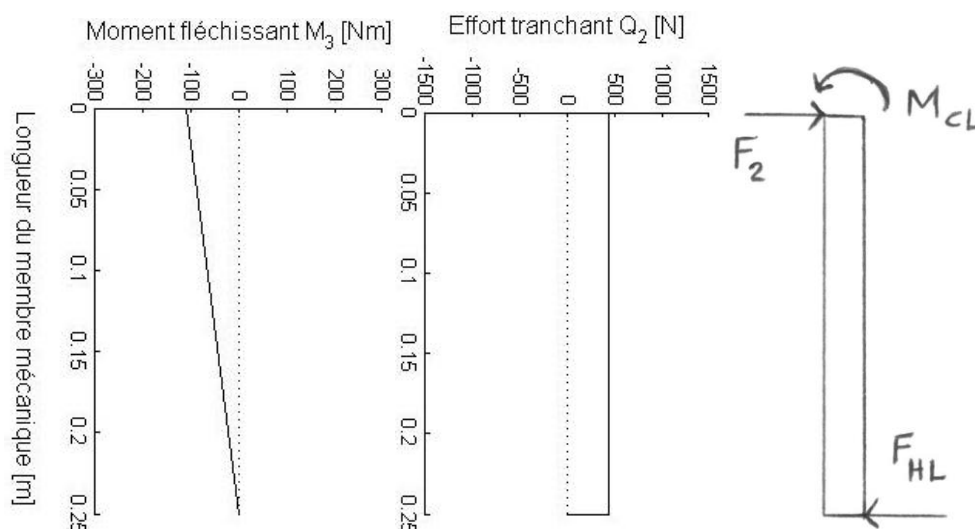


Figure 58 Diagrammes des efforts internes au membre mécanique lors de l'application d'un couple d'assistance à la hanche variant de 0 (en pointillés) à 110 Nm (en trait continu) et la représentation du membre mécanique sous la forme d'un cylindre sur lequel s'appliquent les forces et le moment de force.

Comme on peut le voir à la Figure 58, la section critique se situe au niveau de l'arbre. On y retrouve :

- un effort tranchant moyen Q_m et un alterné Q_a de 220 [N] chacun ;
- un moment fléchissant moyen M_m et un alterné M_a de 55 [N] chacun.

Il en découle sur la section critique des contraintes :

- tangentiels de cisaillement moyenne τ_{tm} et alternée τ_{ta} valant chacune

$$\tau_{cm} = \tau_{ca} = \frac{4}{3} * \frac{Q_a}{\pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2} \approx \frac{373.5}{d^2} [Pa]$$

- normales de flexion moyenne σ_{fm} et alternée σ_{fa} valant chacune

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa} = 32 * \frac{M_{fa}}{\pi * d^3} \approx \frac{560.2}{d^3} [Pa]$$

Comme le numérateur de l'expression des σ_f est plus grand que celui des τ_c et que les σ_f sont inversement proportionnelles au cube du diamètre d du membre mécanique, lequel est de l'ordre du centimètre, tandis que les τ_c sont seulement inversement proportionnelles au carré du diamètre, les τ_c sont négligeables comparés aux σ_f . Sachant en plus que les τ_c sont maximales à la fibre neutre et nulles en surface alors que c'est l'inverse pour les σ_f , τ_{cm} et τ_{ca} peuvent être négligées. Cela permet d'isoler d dans la formule. On vérifiera néanmoins cette hypothèse par la suite. La pente de la droite de charge est dès lors unitaire.

Il reste à déterminer la limite de fatigue S_n . Comme le matériau et les coefficients utilisés dans la formule de S_n sont les mêmes que lors du dimensionnement des arbres, S_n vaut 169.23 MPa.

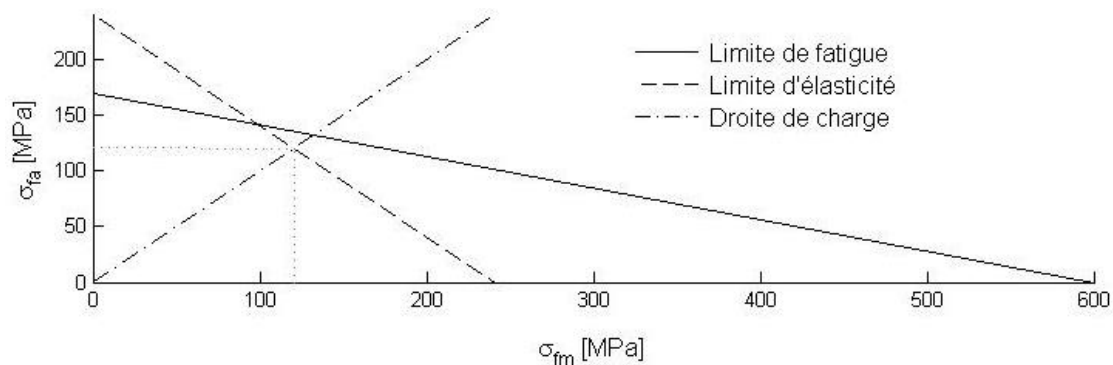


Figure 59 Diagramme d'endurance de Haigh relatif au membre mécanique.

En observant la Figure 59, on constate que la contrainte équivalente limite $\sigma_{falimite}$ correspond à l'ordonnée du point d'intersection de la droite de charge avec la droite de la limite d'élasticité et vaut alors 120.5 MPa. Le diamètre d doit être tel que la contrainte équivalente appliquée σ_{fa} , multipliée par le coefficient de sécurité SF fixé à 2.5, soit inférieure à la contrainte équivalente limite.

$$SF * \sigma_{fa} = \frac{2.5 * 560.2}{d^3} \leq 120.5 * 10^6 = \sigma_{falimite} \Rightarrow d \geq 0.0227 [m]$$

Finalement, le diamètre minimum de la section critique de l'arbre vaut 22.7 mm. Cette valeur vérifie toutes les hypothèses posées pour y parvenir. Il en découle que le membre mécanique a une masse estimée à 800 grammes. Rappelons-nous tout de même que ces valeurs ne sont que des estimations et que le dimensionnement n'a pas tenu compte des concentrations de contraintes qui seront inévitablement présentes et augmenteront la quantité de matière nécessaire à certains endroits.

Néanmoins, pour compenser cela, le diamètre calculé à la section critique a été conservé tout le long du membre mécanique alors que, en pratique, les sections les moins contraintes pourront être allégées. Avoir considéré le membre mécanique comme un seul élément semble donc être un bon compromis pour alimenter une appréciation globale du dispositif du point de vue de son encombrement et de sa masse.

3.5 Rendement

Maintenant que les composants entraînant le plus de pertes énergétiques sont connus, le rendement électromécanique peut-être estimé. Nous savons que

- le moteur Maxon EC-40 a un rendement électromécanique maximal de 0.89 ;
- l'engrenage Maxon GP 52 C à trois étages a un rendement mécanique maximal de 0.75 ;
- le rendement mécanique de la transmission par câble d'une poulie à l'autre est considéré idéal car il n'induit que peu de frottement ;
- le rendement mécanique d'une paire de roulements est estimé à 0.995 ;
- le contrôleur ESCON a un rendement électrique de 0.98.

Le rendement électromécanique total maximal est estimé à

$$\eta_{tot} = 0.89 * 0.75 * 1 * 0.995^2 * 0.98 \approx 0.65$$

Cela donne une idée de la consommation du dispositif. Une estimation de la consommation énergétique à proprement parlé ne pourra être obtenue qu'une fois toute l'électronique connue et le signal de commande choisi (suivi du profil de vitesse ou de couple, signal en échelon, etc.).

3.6 Perspectives d'amélioration

I. Mécanique

- o Sélection d'un matériau plus léger pour les arbres tel que l'aluminium.
- o Dimensionnement, simulation et test du corps d'épreuve utilisé dans la mesure du couple.
- o Dimensionnement par éléments finis des boîtiers, lesquels assurent les ajustements.
- o Insertion de joints d'étanchéités au boîtier latéral pour la protection des éléments électriques contre la pluie.
- o Ajouter un rebord le long de la partie latérale, au-dessus du membre mécanique, pour écarter le bras de ce dernier.

II. Electronique

- o Discuter de l'intérêt de la mesure de l'angle en flexion de la hanche saine pour une version domestique commercialisable plutôt que pour le prototype et, selon le résultat, soit retirer le capteur et l'ancrage correspondant, soit éventuellement développer une liaison sans fils entre le capteur et l'électronique de contrôle.
- o Intégration de l'électronique de commande, de la batterie, d'un bouton d'arrêt d'urgence placé sur le dispositif du côté sain – et non plus le long du câble d'alimentation – ainsi que d'un éventuel tableau de bord si différentes actions peuvent être sélectionnées par l'utilisateur.

- Insérer un inclinomètre dans le boîtier dorsal pour détecter les potentielles chutes de l'utilisateur et savoir quand stopper l'assistance le cas échéant.

III. Facilité

- Concevoir un abaque à l'intention du thérapeute pour faciliter les réglages de la partie latérale : il reprendrait toutes les positions permises par le dispositif et les réglages qui correspondent à chacune. Ainsi, en le plaçant correctement contre la hanche du patient, le thérapeute connaîtra aisément les ajustements à effectuer pour obtenir le meilleur positionnement possible.

Conclusion

Avec l'apparition des exosquelettes sur le marché, la rééducation connaît une évolution. Leur adaptation au domaine médical apporte un nouvel outil au thérapeute : ce dernier peut dispenser des séances d'exercices plus régulières et plus efficaces. De plus, pour peu qu'ils soient portables et abordables, les exosquelettes procurent une prise en charge ambulatoire des patients afin de maintenir le niveau de motricité du membre lésé par une mobilisation quotidienne et leur permet de conserver une certaine autonomie. Ce type d'assistance est par conséquent adapté aux personnes souffrant d'hémiplégie.

De cette observation est né le projet de concevoir, en partenariat avec le *Centre National de Rééducation Fonctionnelle et de Réadaptation - Rehazenter* (Luxembourg), un dispositif permettant à un adulte hémiparétique présentant une faiblesse des muscles fléchisseurs de hanche d'augmenter sa flexion de hanche du côté lésé au cours de la marche, tout en la symétrisant avec le côté sain. Ce mémoire n'étant que le début d'un vaste projet, il visait à poser les bases du projet et concevoir un premier prototype. Pour ce faire, différentes étapes ont été nécessaires.

Pour commencer, le traumatisme et ses conséquences sur la démarche de la personne atteinte ont été analysés afin de mettre en évidence les contraintes auxquelles le dispositif est soumis. Mentionnons notamment la nécessité de pouvoir l'installer à une main et de ne pas handicaper davantage l'utilisateur lorsque l'assistance est désactivée. Un état-de-l'art a également été dressé dans le but d'inspirer la recherche de solutions. A partir de ces informations, les fonctionnalités et contraintes du dispositif ont été clarifiées et incorporées au cahier des charges.

La seconde étape a consisté en l'élaboration de cinq solutions répondant chacune aux exigences du cahier des charges. Une explication et une justification détaillée des choix réalisés ont été fournies pour chacune d'entre elles. Elles ont ensuite été rigoureusement comparées sur base de leur dangerosité pour l'utilisateur, l'efficacité de leur technique de transparence, leur autonomie, masse et ergonomie ainsi que leur prix. La solution la plus prometteuse a alors été sélectionnée. L'assistance de celle-ci est transmise à la hanche par un membre mécanique ancré à la cuisse lésée et mis en rotation par l'actionneur situé au dos de l'utilisateur. Cette solution se caractérise par la présence d'un boîtier latéral qui permet d'ajuster l'axe motorisé du membre mécanique à celui de flexion de la hanche, tout en conservant les composants les plus lourds et volumineux au niveau des lombaires.

Pour finir, un dimensionnement des éléments principaux du mécanisme a été rédigé. Malgré la mise en évidence de plusieurs points à approfondir, notamment le dimensionnement du boîtier latéral par éléments finis et l'élaboration de l'électronique, les résultats apportés sont encourageants.

Au terme de ce travail, je fonde l'espoir que ma contribution permettra de faciliter la vie des nombreuses personnes souffrant d'hémiplégie.

Bibliographie

1. Cyberlearn. Available from: <https://cyberlearn.hes-so.ch/mod/resource/view.php?id=100204>.
2. Willems, P., B. Schepens, and C. Detrembleur, *Marche normale*. 2012. **8**: p. 1-30.
3. OMS. *Lésions de la moelle épinière*. 2013; Available from: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs384/fr/>.
4. *Vocabulaire médical*. Available from: <https://www.vocabulaire-medical.fr/encyclopedia/233-hemiplegie-paraplegie-tetraplegie>.
5. Vulgaris-Medical. *Hémiplégie*. Available from: <https://www.vulgaris-medical.com/encyclopedia-medicale/hemiplegie>.
6. Kerrigan, D.C., L.C. Deming, and M.K. Holden, *Knee recurvatum in gait: a study of associated knee biomechanics*. Archives of physical medicine and rehabilitation, 1996. **77**(7): p. 645-650.
7. Kawamoto, H., et al. *Modification of hemiplegic compensatory gait pattern by symmetry-based motion controller of HAL*. in *Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC), 2015 37th Annual International Conference of the IEEE*. 2015. IEEE.
8. Patterson, K.K., et al., *Gait symmetry and velocity differ in their relationship to age*. Gait & posture, 2012. **35**(4): p. 590-594.
9. Miller, L.E., A.K. Zimmermann, and W.G. Herbert, *Clinical effectiveness and safety of powered exoskeleton-assisted walking in patients with spinal cord injury: systematic review with meta-analysis*. Medical devices (Auckland, NZ), 2016. **9**: p. 455.
10. Mehrholz, J., et al., *Electromechanical-assisted training for walking after stroke*. The Cochrane Library, 2017.
11. Luneau, D., *Epidémiologie de l'Accident Vasculaire Cérébral*.
12. Asbeck, A., et al., *Stronger, Smarter, Softer: Next-Generation Wearable Robots*. 2014. **21**: p. 22-33.
13. Asbeck, A., K. Schmidt, and C. Walsh, *Soft exosuit for hip assistance*. 2014. **73**.
14. Asbeck, A., et al., *Multi-joint soft exosuit for gait assistance*. 2015. **2015**: p. 6197-6204.
15. Asbeck, A.T., et al. *Biologically-inspired soft exosuit*. in *2013 IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*. 2013.
16. Lemay, M. *STRYDER*. 2015; Available from: <http://www.matthieulemay.com/Pages/Engineering/Stryder.html>.
17. Carda, S., et al., *Efficacy of a Hip Flexion Assist Orthosis in Adults With Hemiparesis After Stroke*. Vol. 92. 2012. 734-9.
18. Wehner, M., et al., *A lightweight soft exosuit for gait assistance*. 2013. 3362-3369.

19. Daerden, F. and D. Lefeber, *Pneumatic artificial muscles: actuators for robotics and automation*. European journal of mechanical and environmental engineering, 2002. **47**(1): p. 11-21.
20. Report, E. *Unplugged Powered Suit – Associate Professor Yuichi Kurita*. 2015; Available from: <https://exoskeletonreport.com/2015/12/unplugged-powered-suit/>.
21. Li, Y., Y. Maeda, and M. Hashimoto, *Lightweight, Soft Variable Stiffness Gel Spats for Walking Assistance*. International Journal of Advanced Robotic Systems, 2015. **12**(12): p. 175.
22. Honda. *Walking Assist*. Available from: <http://world.honda.com/Walking-Assist/>.
23. Giovacchini, F., et al., *A light-weight active orthosis for hip movement assistance*. Robotics and Autonomous Systems, 2015. **73**: p. 123-134.
24. Sankai, Y., *HAL: Hybrid Assistive Limb based on Cybernics*. Vol. 66. 2007. 25-34.
25. *Wandercraft*. Available from: <http://www.wandercraft-exoskeleton.com/exoskeleton.html>.
26. *Marsi-bionics*. Available from: <http://www.marsibionics.com/frequent-questions/?lang=en>.
27. Aguirre-Ollinger, G., *Exoskeleton control for lower-extremity assistance based on adaptive frequency oscillators: Adaptation of muscle activation and movement frequency*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine, 2015. **229**(1): p. 52-68.
28. SuitX. *backX*. Available from: <http://www.suitx.com/backx>.
29. Cyberdyne. *HAL Lumbar Type*. Available from: https://www.cyberdyne.jp/english/products/Lumbar_CareSupport.html.
30. Innophys. Available from: <https://innophys.jp/>.
31. Chantraine F, F.P., Schreiber C, Remacle A, Kolanowski E, Moissenet F *Proposition of a Classification of Adult Patients with Hemiparesis in Chronic Phase*. 2016.
32. Fauteux, P., *CONCEPTION D'UN ACTIONNEUR ADAPTÉ À L'INTERACTION PHYSIQUE DANS UN CONTEXTE DE ROBOTIQUE*. 2009, Sherbrooke.
33. Chevailler, S., *Comparative study and selection criteria of linear motors*. 2006.
34. Hurricks, P.L., *Handbook of electromechanical product design*. 1994: Longman.
35. *Moteur industrie*. Available from: <http://www.moteurindustrie.com/moteurs-a-courrant-continu/technique.html>.
36. Li, Z., C. Yang, and E. Burdet, *Guest editorial an overview of biomedical robotics and bio-mechatronics systems and applications*. IEEE Transactions on systems, man, and cybernetics: Systems, 2016. **46**(7): p. 869-874.
37. Plooi, M., et al., *Lock your robot: A review of locking devices in robotics*. IEEE Robotics & Automation Magazine, 2015. **22**(1): p. 106-117.
38. Cyberlearn. *Goniométrie de la hanche*. Available from: <https://cyberlearn.hes-so.ch/mod/resource/view.php?id=100204>.
39. Taborri, J., et al., *Gait partitioning methods: A systematic review*. Sensors, 2016. **16**(1): p. 66.

40. *Mesure de couple sur les arbres en rotation: le "sans contact" fait son chemin*. Available from: http://www.mesures.com/pdf/old/055_057_SOL.pdf.
41. Cempini, M., et al. *NEUROExos: A powered elbow orthosis for post-stroke early neurorehabilitation*. in *Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC), 2013 35th Annual International Conference of the IEEE*. 2013. IEEE.
42. Storm, F.A., C.J. Buckley, and C. Mazzà, *Gait event detection in laboratory and real life settings: Accuracy of ankle and waist sensor based methods*. *Gait & posture*, 2016. **50**: p. 42-46.
43. Trojaniello, D., et al., *Comparative assessment of different methods for the estimation of gait temporal parameters using a single inertial sensor: application to elderly, post-stroke, Parkinson's disease and Huntington's disease subjects*. *Gait & posture*, 2015. **42**(3): p. 310-316.
44. Jin, S., et al., *An IMU-Based Gait Detection for a Wearable Walking Assistive Device*. *International Journal of Modeling and Optimization*, 2016. **6**(5): p. 268.
45. Ding, Y., et al. *IMU-based iterative control for hip extension assistance with a soft exosuit*. in *ICRA*. 2016.
46. Lagoda, C., et al. *Design of an electric series elastic actuated joint for robotic gait rehabilitation training*. in *Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob), 2010 3rd IEEE RAS and EMBS International Conference on*. 2010. IEEE.
47. Winter, D.A., *Biomechanics and motor control of human movement*. 2009: John Wiley & Sons.
48. Meuleman, J.H., E.H. Van Asseldonk, and H. Van der Kooij, *The effect of directional inertias added to pelvis and ankle on gait*. *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, 2013. **10**(1): p. 40.
49. Browning, R.C., et al., *The effects of adding mass to the legs on the energetics and biomechanics of walking*. *Medicine & Science in Sports & Exercise*, 2007. **39**(3): p. 515-525.
50. Motor, M., *Program 2017/18 High Precision Drives and Systems*.
51. Industrie, M. *Moteur à courant continu : La technique*. Available from: <http://www.moteurindustrie.com/moteurs-a-courrant-continu/technique.html>.
52. Robet C. Juvinall, K.M.M., *Machine Component Design*, ed. Fifth.
53. André Ricordeau, C.H., Claude Corbet, *Méthode active de dessin technique*, ed. Casteila.
54. SKF, *Roulements*. 2014.
55. Carlsthal, *TechnoCables*.
56. Alain DAIDIE, M.P., *MODELISATION DES SYSTEMES MECANIQUES*, U.d. Toulouse, Editor. 2009-2010.

Annexe 1 – Cahier des charges

LELME9990 - Mémoire		Cahier des charges	Date 28/06/2017 Version 4
Contexte: Conception d'un dispositif (prototype) permettant à un adulte hémiparétique présentant une faiblesse des muscles fléchisseurs de hanche d'augmenter sa flexion de hanche du côté lésé au cours de la marche, tout en la symétrisant avec le côté sain. Partenariat entre le <i>Centre National de Rééducation Fonctionnelle et de Réadaptation - Rehazenter</i> (Luxembourg) et le <i>Louvain Bionics</i> (UCL).			
Date	Source	Fonctions principales (F) :	
22/11/16	FM	FP1 : Le dispositif permet d'assister la flexion de hanche suivant différents modes, afin de symétriser la marche.	
20/10/16	FM	FP2 : Le dispositif doit être porté par le patient.	
22/11/16	FM	FP3 : Le dispositif permet l'enregistrement de données.	
22/11/16	FM	FP4 : Le dispositif permet de prendre des mesures et de détecter des événements relatifs au cycle de marche, en temps réel.	
22/11/16	FM	FP5 : Le dispositif jouit d'un mode passif autorisant la prise de mesure.	
Date	Source	Exigences sur les fonctions (FR) critères et niveaux :	
04/11/16	FM	FR1.1 : Période d'assistance : partie de la phase oscillante du cycle de marche pour laquelle le sujet montre une insuffisance par rapport à la flexion controlatérale.	
04/11/16	FM	FR1.2 : Le dispositif est programmable.	
04/11/16	FM	FR1.3 : La commande doit pouvoir être adaptée à différentes stratégies.	
04/11/16	FM	FR1.4 : Le dispositif doit être contrôlable en couple.	
22/11/16	FM	FR1.5 : Le dispositif est adapté à un environnement typique d'un laboratoire de rééducation : piste de marche, tapis de marche, plan incliné, escalier, ...	
12/12/16	FM, BH, RR	FR1.6 : Degrés de liberté à considérer au niveau de l'articulation de la hanche: - flexion/extension : non contraignantes pour marche et mouvements usuels; - abduction/adduction : minimum 10° d'abduction (objectif : 20°).	
20/10/16	FM	FR1.7 : Masse du prototype : maximum 1kg/jambe et 3kg/bassin.	
24/05/17	FM	FR1.8 : Couple transitoire minimum à pouvoir appliquer et équivalent à 50% du couple maximum de flexion de hanche = 110 N.m.	
24/05/17	FM	FR1.9 : Vitesse maximale de rotation en flexion de hanche à pouvoir atteindre : 2.95 rad/s.	
20/10/16	FM, QC	FR2.1 : Zones d'ancrage : bassin, cuisses et éventuellement supporté par les épaules.	
04/11/16	FM	FR2.2 : Patient adulte (homme ou femme).	
14/02/17	FM	FR2.3 : Masse maximale du patient : 120 kg.	
01/12/16	QC	FR3.1 : Types de données : paramètres et mesures.	
03/11/16	FM	FR4.1 : Détection des phases d'appui et d'oscillation du cycle de marche.	
06/12/16	FM	FR4.2 : Mesures - de l'angle de flexion/extension à chaque hanche; - du couple fourni par l'actionneur du côté lésé.	
12/12/16	RR	FR4.3 : Fréquence de mesure de minimum 100 Hz.	
07/02/16	QC	FR5.1 : Le mode passif doit rendre le dispositif mécaniquement transparent.	
22/11/16	FM	FR5.2 : Les mesures sont également effectuées en mode passif.	
Date	Source	Contraintes (C) :	
01/12/16	QC	C1 : Le dispositif ne met pas le patient en danger.	
01/12/16	QC	C2 : Le dispositif est réutilisable.	

20/10/16	FM	C3 : Le système de fixation du dispositif est ajustable.
04/11/16	FM	C4 : Le dispositif permet la synchronisation avec d'autres appareils.
20/10/16	FM	C5 : Le dispositif se veut ergonomique.
10/11/16	FM	C6 : Le dispositif doit pouvoir résister aux chocs.
Date	Source	Exigences sur les contraintes (CR) critères et niveaux :
12/12/16	QC	CR1.1 : Pour les mouvements spécifiés au point FR1.6, le dispositif ne doit pas blesser le patient.
05/12/16	BH	CR1.2 : Le dispositif respecte la directive des équipements de travail.
05/12/16	QC	CR1.3 : Présence d'un bouton d'arrêt d'urgence.
01/12/16	QC	CR2.1 : Le dispositif doit pouvoir être retiré sans qu'aucune pièce ne soit détruite.
12/12/16	RR	CR3.1 : Minimiser les efforts (forces et couples) parasites.
20/10/16	FM	CR3.2 : Le dispositif assure un ancrage suffisant à empêcher son déplacement durant la marche.
04/11/16	FM	CR4.1 : Signal de synchronisation : impulsion.
04/11/16	FM	CR4.2 : Appareil synchronisé : motion capture.
04/11/16	FM	CR5.1 : Le dispositif ne doit pas gêner ou altérer la marche spontanée du patient côté sain.
10/11/16	FM	CR5.2 : Le dispositif ne doit pas gêner la position assise.
10/11/16	FM	CR6.1 : Le dispositif doit être pensé de façon à réduire le risque de casse en cas de chute.

Annexe 2 – Tableau morphologique

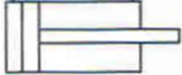
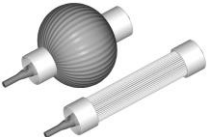
Ancrage

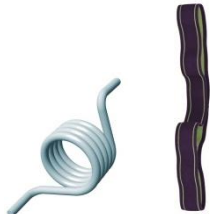
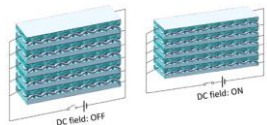
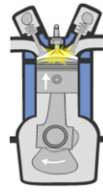
1. Ceinture 	2. Bretelles 	3. Cuissard 
--	---	--

Ajustement

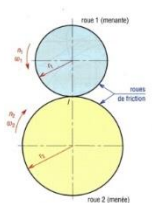
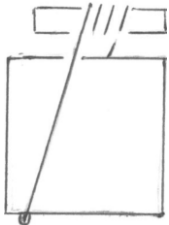
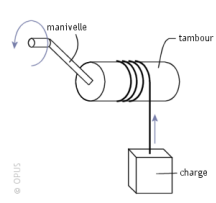
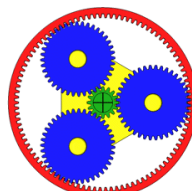
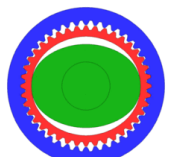
1. Boucle de ceinture 	2. Velcro 	3. Grenouillère 	4. Sangle à cliquet 
5. Glissière et accessoire de serrage 		6. Pivot réglable 	

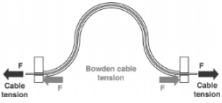
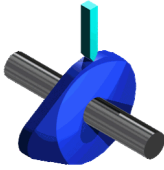
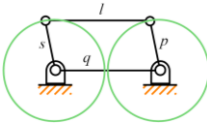
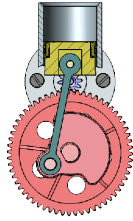
Actionneur

1. Vérins... 	... pneumatiques	... hydrauliques	... électriques
2. Muscles artificiels pneumatiques 	3. Moteurs électriques... 	... rotatifs	... linéaires 
4. Éléments passifs	5. Matériaux intelligents Matériaux piézoélectriques		6. Moteurs thermiques

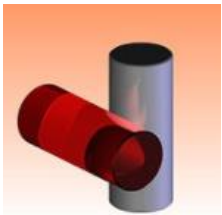
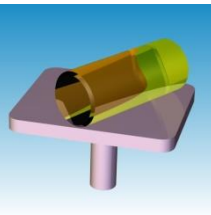
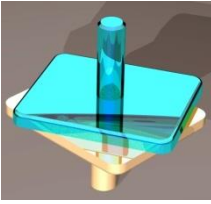
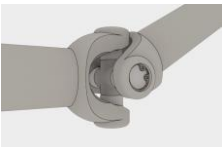
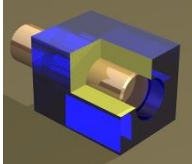
	Alliages à mémoire de forme (AMF) Matériaux magnétostrictifs 	
---	---	---

Transmission

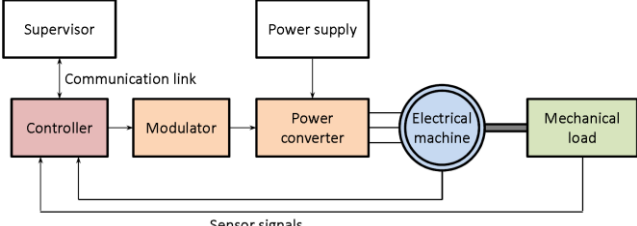
1. Poulies et courroie...	... plate 	... striée 	... crantée 	... trapézoïdale à section étroite dentée 
2. Pignons et chaîne 	3. Roues de friction 	4. Engrenages 		
5. Joint de Cardan 	6. Accouplement Oldham 			
7. Vis et poulie 	8. Treuil 	9. Palan 	Train épicycloïdal 	Engrenage à onde de déformation 

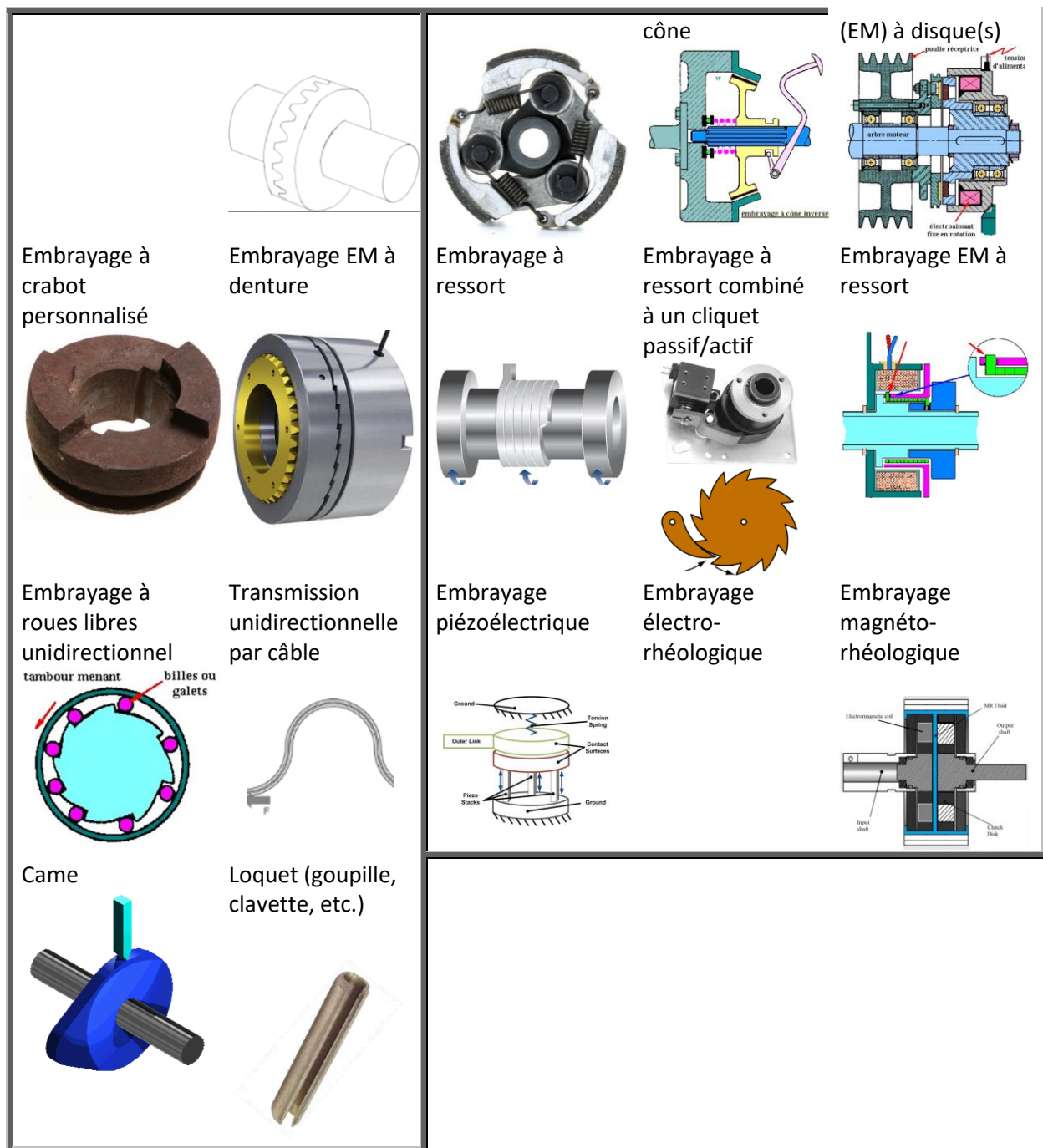
10. Câble Bowden 	11. Élément rigide 	12. Came et suiveur 	13. Système 4-barres 	
14. Transformation du mouvement 	Pignon et crémaillère 	Vis (simple ou à billes) et écrou 	Bielle et manivelle 	

Guidage

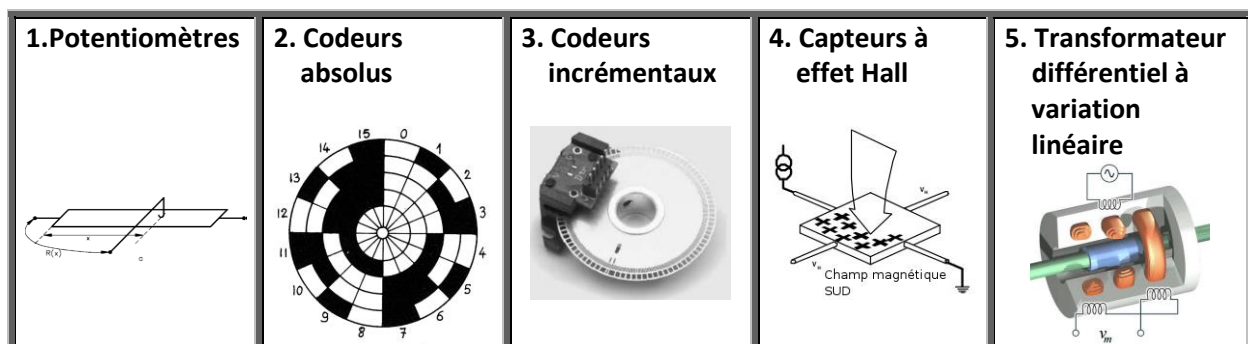
1. Liaison ponctuelle 	2. Liaison linéaire rectiligne 	3. Liaison linéaire annulaire 	4. Appui plan 	5. Rotule 
6. Rotule à doigt 	7. Pivot glissant 	8. Pivot 	9. Glissière hélicoïdale 	10. Glissière 

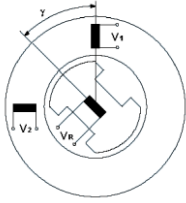
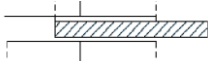
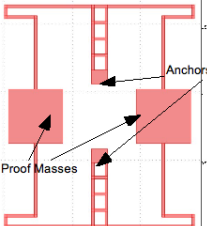
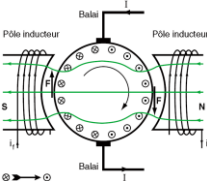
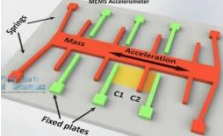
Transparence en extension

1. Réversibilité	2. Asservissement à couple nul 			4. Accouplement par adhérence
3. Accouplement par obstacle	Embrayage à denture	Embrayage centrifuge	Embrayage à disque(s) ou à	Embrayage électromagnétique

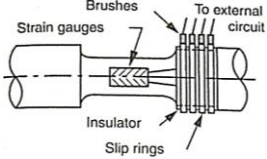
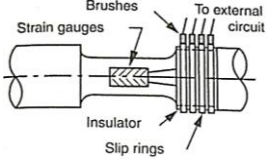
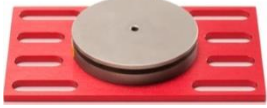
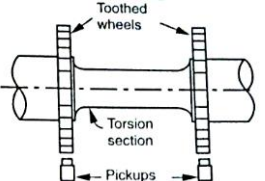
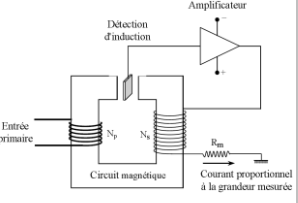


Mesure de l'angle de flexion

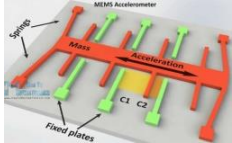
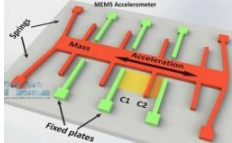
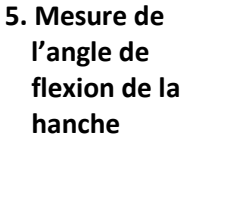


6. Résolveur 	7. Capteurs capacitifs de mesure de position 	8. Gyroscopie capacitif 	9. Tachymètres 	10. Accéléromètres 
--	--	---	---	--

Mesure du couple fourni

1. Couplemètres... 	... de réaction 	... rotatifs 	2. Capteurs de force 
3. Mesure d'une déformation élastique via des capteurs de position 	4. Capteur de courant 	5. Mesure d'une accélération et connaissance des inerties 	

Détection des événements relatifs au cycle de marche

1. Détection de l'impact lors de la pose du talon 	Accéléromètre 	Capteur sonore 	2. Détection du contact entre le pied et le sol 	Microrupteur 
6. Electromyogramme 	5. Mesure de l'angle de flexion de la hanche 	4. Télémétrie 	3. Analyse du déplacement du centre de pression 	Capteur de force 

Annexe 3 – Base de données

	Solutions	Dimensions [g]	Masse [g]	Prix HTVA [€] (à l'unité)	Informations complémentaires
Moteur BLDC ¹⁷					
- Maxon EC 22	1-3,5	Ø20 x 60	130	200	$n_{m,cont} = 27000 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.9$, $C_{M,cont} = 0.05 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 0.7 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 3.5 \text{ N}$, $F_{r,max,5} = 16 \text{ N}$, $J_{in} = 4.09 \text{ gcm}^2$.
- Maxon EC 90 plat (+ capteurs Hall)	4	Ø90 x 30	600	200	$n_{m,cont} = 2600 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.84$, $C_{M,cont} = 0.45 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 5 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 12 \text{ N}$, $F_{r,max,5} = 68 \text{ N}$, $J_{in} = 3060 \text{ gcm}^2$.
Capteurs à effet Hall ¹⁷	1-3,5	-	-	30	A intégrer aux moteurs.
Engrenage épicycloïdal ¹⁷					
- Maxon GP 32 HP (2 étages)	5	Ø30x50	180	190	Jeu $\approx 1^\circ$ (en sortie) $n_{m,cont} = 8000 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.75$, $C_{M,cont} = 4 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 6 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 120 \text{ N}$, $F_{r,max,10} = 200 \text{ N}$, $J_{in} = 1.6 \text{ gcm}^2$.
- Maxon GP 42 C (3 étages)	1	Ø40 x 70	460	270	$n_{m,cont} = 8000 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.72$, $C_{M,cont} = 15 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 22.5 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 150 \text{ N}$, $F_{r,max,12} = 360 \text{ N}$, $J_{in} = 15 \text{ gcm}^2$.
- Maxon GP 52 C (3 étages)	3	Ø50 x 80	770	380	$n_{m,cont} = 6000 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.75$, $C_{M,cont} = 30 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 45 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 200 \text{ N}$, $F_{r,max,12} = 900 \text{ N}$, $J_{in} = 17.3 \text{ gcm}^2$.
Engrenage à ondes de déformation ¹⁸				1300	Jeu $\approx 0^\circ$ (en sortie)
- CSG-17-2UH	2	Ø80x45	680		$n_{m,cont} = 3500 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.70$, $C_{M,cont} = 31 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 70 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 3207 \text{ N}$, $F_{r,max} = 2148 \text{ N}$, $M_{max} = 64 \text{ Nm}$, $J_{in} = 79 \text{ gcm}^2$.
- SHD-25-2SH	4	Ø110x20	910		$n_{m,cont} = 3500 \text{ rpm}$, $\eta_M = 0.55$, $C_{M,cont} = 47 \text{ Nm}$, $C_{M,int} = 123 \text{ Nm}$, $F_{a,max} = 6620 \text{ N}$, $F_{r,max} = 4430 \text{ N}$, $M_{max} = 129 \text{ Nm}$, $J_{in} = 282 \text{ gcm}^2$.
Ressort à double spirale ¹⁹	2	Ø75 x 15	235	500	$C_M = 100 \text{ Nm}$, $K = 220 \text{ Nm/rad}$
Barre de torsion personnalisée ²⁰	1,3	Ø35 x 55	210	500	$C_M = 30 \text{ Nm}$, $K = 100 \text{ Nm/rad}$

¹⁷ www.maxonmotor.com

¹⁸ www.harmonicdrive.de

¹⁹ Lagoda, Claude & Schouten, Alfred & H. A. Stienen, Arno & Hekman, E.E.G. & Kooij, Herman. (2010). Design of an electric series elastic actuated joint for robotic gait rehabilitation training. 21 - 26. 10.1109/BIOROB.2010.5626010.

Support du motoréducteur	1-5	-	20	5	
Roulement ²¹ (à l'unité)	1-5	Ø - x 10	50	10	$\eta_M \approx 0.995$
Arbre en acier	1-5	-	$8 \cdot 10^{-3}$ g/mm ³	50	
Accouplement ²²	5	Ø30 x 30	50	70	
Vis en acier trempé ²²	5	Ø20 x 60	150	200	$\eta_M \approx 0.80$
Pignon en bronze ²²	5	Ø10 x 120	920	380	
Poulie ²³	2,3	Ø80 x 10	40	15	$\eta_M \approx 1$
Câble ²⁴	1-3	Ø4 x -	40 g/m	≈ 0	
Codeur ²⁵			30		
- incrémental	1-5	Ø40 x 30		25	
- absolu	2,3	Ø - x 10		130	
Centrale inertielle ²⁶	1-5	15 x 10 x 5	20	75	
Capteur de force ²⁷	4-5	Ø60 x 15	80	310	
Membre mécanique	2-5				
- Pivot ²⁸		30 x 10 x 10	20 g	5	Un membre mécanique est formé de trois pivots et d'une glissière.
- Glissière télescopique ²⁹		- x 30 x 10	1400 g/m	20	
Ancrage ³⁰	1-5	-		150	
- Tronc			500		L'ancrage comprend la structure rigide et le rembourrage.
- Cuisse lésée			100		
- Cuisse saine			50		

Tableau 19 Base de données : $n_{m,cont}$ = vitesse moyenne en entrée [rpm], η_M = rendement maximal, $C_{M,cont}$ = couple maximal continu [Nm], $C_{M,int}$ = couple maximal intermittent [Nm], $F_{a,max}$ = force axiale dynamique maximale [N], $F_{r,max,...}$ = force radiale maximale à ... mm de la flasque [N], M_{max} = moment de force maximal en flexion [Nm], J_{in} = moment d'inertie [gcm²], K = raideur [Nm/rad]

²⁰ Cempini, Marco & Giovacchini, Francesco & Vitiello, Nicola & Cortese, Mario & Moise, Matteo & Posteraro, Federico & Carrozza, Maria Chiara. (2013). NEUROExos: A powered elbow orthosis for post-stroke early neurorehabilitation. Conference proceedings : ... Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. IEEE Engineering in Medicine and Biology Society. Conference. 2013. 342-345. 10.1109/EMBC.2013.6609507.

²¹ www.skf.com, www.hpceurope.com

²² www.hpceurope.com

²³ www.carlstahl.com, www.hpceurope.com, www.123courroies.com

²⁴ www.carlstahl-levage.fr Aussi sur <http://www.lemmens-cables.be>

²⁵ www.mouser.be, www.rls.si

²⁶ www.mouser.be

²⁷ www.variense.com

²⁸ www.igus.be

²⁹ www.chambrelan.be

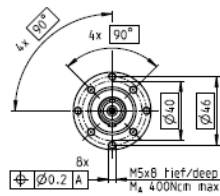
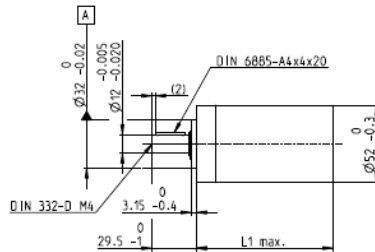
³⁰ www.chaneco.co.uk

Annexe 4 – Engrenage GP 52 C

Planetary Gearhead GP 52 C Ø52 mm, 4–30 Nm

Ceramic Version

maxon gear



M 1:4

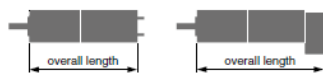
Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 12 mm from flange	max. 0.06 mm
Axial play at axial load	< 5 N 0 mm
	> 5 N max. 0.3 mm
Max. axial load (dynamic)	200 N
Max. force for press fits	500 N
Direction of rotation, drive to output	=
Max. continuous input speed	6000 rpm
Recommended temperature range	-15...+80°C
Extended range as option	-40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4
Max. radial load, 12 mm from flange	420 N 630 N 900 N 900 N

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

	223080	223083	223089	223094	223097	223104	223109
1 Reduction	3.5:1	12:1	43:1	91:1	150:1	319:1	546:1
2 Absolute reduction	7/2	49/4	343/8	91	2401/10	837/2	546
10 Mass inertia	20.7	17.6	17.3	16.7	17.3	16.8	16.4
3 Max. motor shaft diameter	10	10	10	10	10	10	10
Part Numbers	223081	223084	223090	223095	223099	223105	223110
1 Reduction	4.3:1	15:1	53:1	113:1	186:1	353:1	676:1
2 Absolute reduction	19/4	81/5	823/12	309/5	4459/24	2851/11	676
10 Mass inertia	12	16.8	17.2	9.3	17.3	9.4	9.1
3 Max. motor shaft diameter	8	10	10	8	10	8	8
Part Numbers	223085	223091	223096	223101	223106	223111	
1 Reduction	19:1	68:1	126:1	230:1	394:1	756:1	
2 Absolute reduction	189/9	1163/18	126	8281/36	1189/23	756	
10 Mass inertia	9.5	16.7	16.4	16.8	16.7	16.4	
3 Max. motor shaft diameter	8	10	10	10	10	10	
Part Numbers	223086	223092	223098	223102	223107	223112	
1 Reduction	21:1	74:1	156:1	257:1	441:1	936:1	
2 Absolute reduction	21	147/2	156	1029/4	441	936	
10 Mass inertia	16.5	17.2	9.1	17.3	16.5	9.1	
3 Max. motor shaft diameter	10	10	8	10	10	8	
Part Numbers	223087	223093		223103	223108		
1 Reduction	26:1	81:1		285:1	488:1		
2 Absolute reduction	26	2197/27		15379/54	4394/9		
10 Mass inertia	9.1	9.4		16.7	9.4		
3 Max. motor shaft diameter	8	8		10	8		
4 Number of stages	1	2	3	4	4	4	
5 Max. continuous torque	Nm 4	15	30	30	30	30	
6 Max. intermittent torque at gear output	Nm 6	22.5	45	45	45	45	
7 Max. efficiency	% 91	83	75	75	68	68	
8 Weight	g 460	620	770	770	920	920	
9 Average backlash no load	° 0.6	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	
11 Gearhead length L1	mm 49.0	65.0	78.5	78.5	92.0	92.0	



maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor	Page	Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor/brake) + assembly parts
RE 40, 150 W	132					120.1 136.1 149.6 149.6 163.1 163.1
RE 40, 150 W	132	MR	405			131.5 147.5 161.0 161.0 174.5 174.5
RE 40, 150 W	132	HED_5540	413/416			140.8 156.8 170.3 170.3 183.8 183.8
RE 40, 150 W	132	HEDL 9140	419			174.1 190.1 203.6 203.6 217.1 217.1
RE 40, 150 W	132			AB 28	458	156.2 172.2 185.7 185.7 199.2 199.2
RE 40, 150 W	132			AB 28	459	164.2 180.2 193.7 193.7 207.2 207.2
RE 40, 150 W	132	HED_5540	413/416	AB 28	458	173.4 189.4 202.9 202.9 216.4 216.4
RE 40, 150 W	132	HEDL 9140	419	AB 28	459	184.6 200.6 214.1 214.1 227.6 227.6
RE 50, 200 W	133					157.1 173.1 186.6 186.6 200.1 200.1
RE 50, 200 W	133	HED_5540	414/416			177.8 193.8 207.3 207.3 220.8 220.8
RE 50, 200 W	133	HEDL 9140	420			219.5 235.5 249.0 249.0 262.5 262.5
RE 50, 200 W	133			AB 44	462	219.5 235.5 249.0 249.0 262.5 262.5
RE 50, 200 W	133	HEDL 9140	420	AB 44	462	232.5 248.5 262.0 262.0 275.5 275.5
EC 40, 170 W	219					129.1 145.1 158.6 158.6 172.1 172.1
EC 40, 170 W	219	HED_5540	414/416			152.5 168.5 182.0 182.0 195.5 195.5
EC 40, 170 W	219	Res 26	422			156.3 172.3 185.8 185.8 199.3 199.3
EC 40, 170 W	219			AB 32	460	171.8 187.8 201.3 201.3 214.8 214.8
EC 40, 170 W	219	HED_5540	414/416	AB 32	460	190.2 206.2 219.7 219.7 233.2 233.2

EC 40 Ø40 mm, brushless, 170 Watt



Part Numbers

369146	393023	393024	393025
--------	--------	--------	--------

Data at Nominal Voltage					
1 Nominal voltage	V	15	24	42	48
2 No load speed	rpm	9840	9840	10100	9840
3 No load current	mA	617	386	230	193
4 Nominal speed	rpm	9090	9120	9380	9150
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	171	165	161	165
6 Nominal current (max. continuous current)	A	12.2	7.39	4.24	3.69
7 Stall torque	mNm	2620	2660	2740	2760
8 Stall current	A	181	115	69.1	59.6
9 Max. efficiency	%	89	89	89	89
Characteristics					
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.0829	0.209	0.608	0.806
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.0329	0.0843	0.246	0.337
12 Torque constant	mNm/A	14.5	23.2	39.6	46.4
13 Speed constant	rpm/V	659	412	241	206
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	3.77	3.71	3.7	3.57
15 Mechanical time constant	ms	2.12	2.09	2.08	2.01
16 Rotor inertia	gcm ²	53.8	53.8	53.8	53.8

Comments

Thermal data	
17 Thermal resistance housing-ambient	5.21 K/W
18 Thermal resistance winding-housing	1.05 K/W
19 Thermal time constant winding	18.7 s
20 Thermal time constant motor	1910 s
21 Ambient temperature	-40...+100°C
22 Max. winding temperature	+155°C

Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23 Max. speed	18000 rpm
24 Axial play at axial load < 9 N	0 mm
> 9 N	max. 0.14 mm
25 Radial play	preloaded
26 Max. axial load (dynamic)	23 N
27 Max. force for press fits (static) (static, shaft supported)	106 N
	5500 N
28 Max. radial load, 5 mm from flange	75 N

The graph plots speed n in rpm (y-axis, 0 to 18000) against torque M in mNm (bottom x-axis, 0 to 200) and current I in A (top x-axis, 0 to 20). A red shaded region indicates the continuous operating area. A white region indicates the short-term operating area. A black line represents the assigned power rating. A specific operating point is highlighted at 170 W and 369146.

maxon Modular System

29 Number of pole pairs	1	maxon Modular System		Overview on page 28–36				
30 Number of phases	3	580 g			Encoder HED_5540 500 CPT, 3 channels Page 414/416			
31 Weight of motor	3							
Values listed in the table are nominal.								
Connection motor (Cable AWG 16)		Planetary Gearhead Ø42 mm 3 - 15 Nm Page 345						
red	Motor winding 1	Pin 1	Recommended Electronics: Notes Page 32		Resolver Res 26 Ø26 mm 10 V Page 422			
black	Motor winding 2	Pin 2						
white	Motor winding 3	Pin 3						
	N.C.	Pin 4						
Connector	Part number	Planetary Gearhead Ø52 mm 4 - 30 Nm Page 350						
Molex	39-01-2040							
Connection sensors (Cable AWG 26)								
yellow	Hall sensor 1	Pin 1	ESCON Mod. 50/5 427 ESCON Mod. 50/4 EC-S 427 ESCON 50/5 428 ESCON 70/10 428 DEC Module 50/5 430 EPOS2 24/5, 50/5, 70/10 435 EPOS2 P 24/5 438 EPOS4 Module/CB 50/5 442 EPOS4 Module 50/8 443 EPOS4 Comp. 50/8 CAN 443 EPOS4 Module 50/15 444 EPOS4 Comp. 50/15 CAN 444 MAXPOS 50/5 447					
brown	Hall sensor 2	Pin 2						
grey	Hall sensor 3	Pin 3						
blue	GND	Pin 4						
green	V _{hall} 3...24 VDC	Pin 5						
	N.C.	Pin 6						
Connector	Part number							
Molex	430-25-0600							
Wiring diagram for Hall sensors see p. 41								

maxon EC motor 219

Annexe 6 - Dimensionnement

Cette section introduit la méthodologie de dimensionnement des arbres décrite dans [52]. Il fait état de deux types de dimensionnement :

- le dimensionnement en statique qui suppose des efforts constants ;
- le dimensionnement en fatigue qui suppose des efforts répétitifs.

Alors que le dimensionnement en statique se limite à comparer les contraintes subies à la limite d'élasticité du matériau S_y afin de s'assurer que, pour des efforts constants donnés, l'élément ne se déforme pas ; celui en fatigue va plus loin en considérant le nombre d'impulsions auxquelles l'élément doit pouvoir résister sans se briser, ni se déformer plastiquement, ainsi qu'un certain nombre de facteurs tels que l'état de surface, la fiabilité, etc. Dans le cadre de notre application, le couple d'assistance variant cycliquement, les efforts induits par les composants de la chaîne cinématique varient également. Les arbres doivent dès lors être dimensionnés en fatigue.

Dimensionnement en fatigue

Le dimensionnement en fatigue se base sur le diagramme d'endurance de Haigh synthétisé à la Figure 60. On y retrouve :

- la droite de Goodman comprise entre $(0, S_n)$ et $(S_u, 0)$ où S_n est la limite de fatigue pour un nombre de cycles donné et S_u la limite de rupture statique du matériau considéré ;
- la droite de la limite d'élasticité allant de $(0, S_y)$ à $(S_y, 0)$ où S_y est la limite d'élasticité du matériau considéré ;
- la droite de charge partant de l'origine du diagramme et de pente égale au rapport de la contrainte équivalente alternée σ_{ea} et de la contrainte équivalente moyenne σ_{em} propres à l'application.

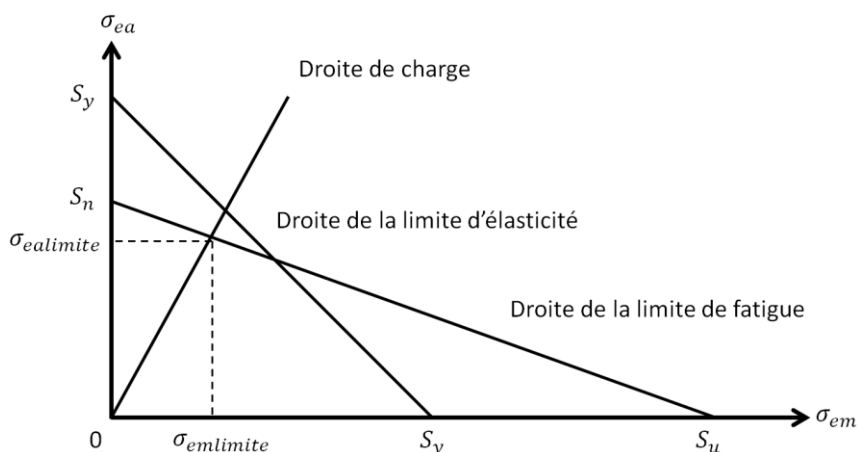


Figure 60 Diagramme d'endurance de Haigh.

En déterminant le point d'intersection de la droite de charge avec la droite de la limite d'élasticité ainsi que celui avec la droite de Goodman, et en prenant celui des deux qui est le plus proche de l'origine du diagramme, on obtient les contraintes équivalentes moyenne et alternée limites $\sigma_{emlimite}$ et $\sigma_{ealimite}$. Elles indiquent les valeurs de contrainte à ne pas dépasser si l'on souhaite éviter une déformation permanente et la rupture de l'élément à dimensionner. Avant d'en arriver à cette étape, il nous faut obtenir ces différentes droites.

Droite de Goodman

Pour pouvoir tracer la droite de Goodman, il faut tout d'abord déterminer la limite de fatigue S_n . La formule est la suivante :

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$$

S'_n est la limite de fatigue obtenue par le test de R. R. Moore et qui vaut généralement $0.5 \cdot S_u$ pour les aciers. Les coefficients C_L, C_G, C_S, C_T et C_R tiennent compte de certains facteurs pouvant réduire la limite de fatigue tels que l'état de surface, la température, etc. Leurs valeurs sont données dans le Figure 61 et au Tableau 20. La valeur de S_n ainsi obtenue fait référence à une durée de vie de 10^6 cycles de contraintes. Pour les aciers, cela correspond même à une durée de vie infinie, c'est-à-dire que l'élément en acier ne devrait généralement pas être déformé plastiquement ni se rompre même si le million de cycles est dépassé. Il est par ailleurs possible d'obtenir les valeurs de S_n pour un nombre de cycles moindre mais cela n'est pas recherché dans ce projet et ne rentre donc pas dans le cadre de cette explication. En effet, sachant qu'un individu fait environ un pas par seconde en marchant, un million de cycles revient à marcher presque 278 heures, soit près de 45 minutes par jour pendant un an. Le projet vise bien entendu une période d'utilisation bien plus longue et doit, de ce fait, être dimensionné pour une durée de vie supposée infinie. Une fois S_n déterminée et connaissant la limite de rupture statique S_u du matériau, la droite de Goodman peut être tracée.

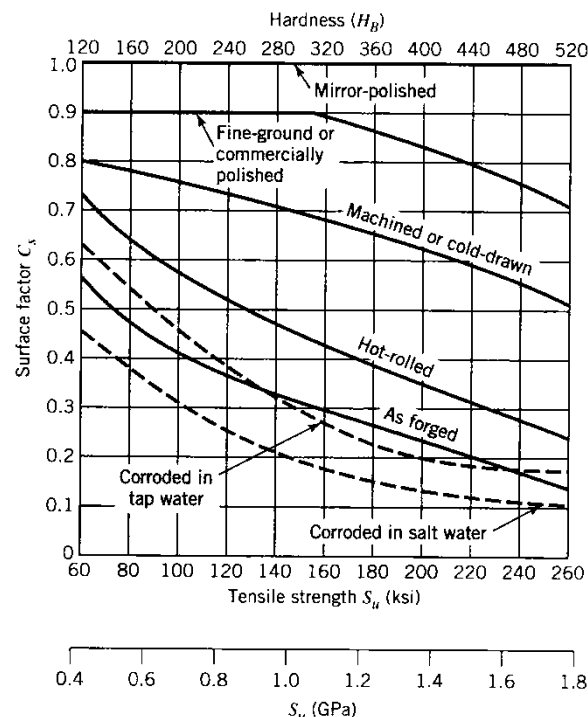


Figure 61 Coefficient de surface C_s pour différents finis de surface et limite de rupture statique S_u .

10⁶-cycle strength (endurance limit)^a

Bending loads: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$

Axial loads: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$

Torsional loads: $S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$

where S'_n is the R.R. Moore, endurance limit,^b and

	Bending	Axial	Torsion
C_L (load factor)	1.0	1.0	0.58
C_G (gradient factor): diameter < (0.4 in. or 10 mm)	1.0	0.7 to 0.9	1.0
(0.4 in. or 10 mm) < diameter < (2 in. or 50 mm) ^c	0.9	0.7 to 0.9	0.9
C_S (surface factor)	see Figure 8.13		
C_T (temperature factor)	Values are only for steel		
$T \leq 840^\circ\text{F}$	1.0	1.0	1.0
$840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}$	$1 - (0.0032T - 2.688)$		
C_R (reliability factor): ^d			
50% reliability	1.000	"	"
90% "	0.897	"	"
95% "	0.868	"	"
99% "	0.814	"	"

^aFor materials not having the endurance limit, apply the factors to the 10⁸ or 5 × 10⁸-cycle strength.

^b $S'_n = 0.5S_u$ for steel, lacking better data.

^cFor (2 in. or 50 mm) < diameter < (4 in. or 100 mm) reduce these factors by about 0.1. For

(4 in. or 100 mm) < diameter < (6 in. or 150 mm), reduce these factors by about 0.2.

^dThe factor, C_R , corresponds to an 8 percent standard deviation of the endurance limit. For example, for 99% reliability we shift -2.326 standard deviations, and $C_R = 1 - 2.326(0.08) = 0.814$.

Tableau 20 Formules et coefficients pour le calcul de la limite de fatigue S_n de matériaux ductiles.

Droite de charge

La droite de charge est quant à elle bien plus compliquée à déterminer car il faut identifier la section qui présente le plus de risques de se rompre, calculer les contraintes qui s'y appliquent en tenant compte des éventuelles concentrations de contraintes et, finalement, calculer les contraintes équivalentes. Il faut donc au préalable connaître la forme de l'élément et, par conséquent, dans le cas des arbres dimensionnés dans ce manuscrit, définir s'ils doivent comporter des rainures, épaulements ou trous pour maintenir les paliers et les poulies en place au moyen de clavettes, anneaux ou goupilles, ainsi que connaître leurs dimensions. De ce fait, il faut préalablement estimer la dimension que l'on souhaite obtenir au terme du dimensionnement.

Afin d'identifier la section présentant le plus de risques de se rompre et les contraintes qui s'y appliquent, il faut tout d'abord tracer les graphes des efforts internes en connaissant les forces et moments exercés sur l'élément ainsi que la distance entre leurs points d'application. En visualisant ces graphes, on peut relever la zone la plus soumise aux efforts. Toutefois, s'il y a une section moindre à proximité ou une section présentant une concentration de contraintes, il est conseillé d'identifier cette section comme étant la plus à risque et de supposer que c'est sur celle-ci que s'appliquent les efforts les plus grands. Par convention, le signe des efforts est défini tel que

- l'effort normal N soit positif en traction ;
- l'effort tranchant Q soit positif s'il induit la rotation de l'élément dans le sens horlogique ;
- le moment fléchissant M_f soit positif quand il comprime la surface supérieure de l'élément ;
- la torsion M_t soit positive si elle suit le sens indiqué par la règle de la main droite.

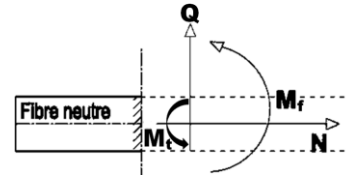


Figure 62 Conventions sur le sens de l'effort normal N, l'effort tranchant T, le moment fléchissant M_f et la torsion M_t .

Notons que M_f vaut l'intégrale de Q le long de l'élément : $M_f = \int_0^X Q \cdot dx$. Comme les efforts varient cycliquement suite à la transmission d'un couple d'assistance également cyclique, il faut déterminer les efforts internes minimaux et maximaux exercés sur la section définie afin d'en déduire les efforts moyens et alternés. On applique pour cela les relations suivantes :

$$\text{Valeur moyenne} = \frac{\max + \min}{2} \quad \text{Valeur alternée} = \frac{\max - \min}{2}$$

Une fois la section identifiée et les efforts s'y appliquant connus, on peut calculer les contraintes moyennes et alternées maximales sur la section. Pour un élément cylindrique de diamètre d tel qu'un arbre, on a :

- | | | |
|---|--|--|
| - les contraintes normales de traction ou compression | $\sigma_{tm} = 4 \cdot \frac{N_m}{\pi \cdot d^2}$ | $\sigma_{ta} = 4 \cdot \frac{N_a}{\pi \cdot d^2}$ |
| - les contraintes normales de flexion | $\sigma_{fm} = 32 \cdot \frac{M_{fm}}{\pi \cdot d^3}$ | $\sigma_{fa} = 32 \cdot \frac{M_{fa}}{\pi \cdot d^3}$ |
| - les contraintes tangentielles de torsion | $\tau_{tm} = 16 \cdot \frac{M_{tm}}{\pi \cdot d^3}$ | $\tau_{ta} = 16 \cdot \frac{M_{ta}}{\pi \cdot d^3}$ |
| - les contraintes tangentielles de cisaillement | $\tau_{cm} = \frac{4}{3} \cdot \frac{Q_m}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}$ | $\tau_{ca} = \frac{4}{3} \cdot \frac{Q_a}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}$ |

Comme on peut le voir, le calcul des contraintes nécessite de supposer le diamètre d de l'arbre et de vérifier à la fin du dimensionnement s'il convient. Néanmoins, si seules σ_f et τ_t sont appliquées, alors le diamètre d peut être isolé dans les équations tout au long du processus et sa valeur minimale déterminée à la fin. Cela est d'autant plus intéressant que, souvent, τ_c est négligée car elle est nulle en surface et maximale au niveau de la fibre neutre – ou à proximité si la section présente un renforcement proche de la fibre neutre –, alors que les autres contraintes sont maximales en surface et, σ_t exceptée, nulles au niveau de la fibre neutre. On considère donc la plupart du temps les contraintes ayant lieu en un point du périmètre de la section critique. Une fois d connue, il faut cependant prendre le soin de vérifier que τ_c est bien négligeable comparée aux autres contraintes présentes.

Si la section présente une concentration de contraintes, ce qui est notamment le cas lorsqu'il y a un épaulement, une rainure ou un trou, chaque contrainte doit être multipliée par un facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f qui lui est propre. Ce dernier dépend du facteur de concentration de contraintes théorique K_t et de la sensibilité à l'entaille q qui sont obtenus à partir des graphes présents à la Figure 63. Pour ce faire, dans le cas des arbres, il faut préalablement supposer leur matériau, le rayon r de l'entaille, le rapport de r et d, ainsi que celui de d et D où D est le diamètre le plus grand de part et d'autre de l'entaille et d celui de la section, c'est-à-dire le plus petit.

$$K_f = 1 + (K_t - 1) * q$$

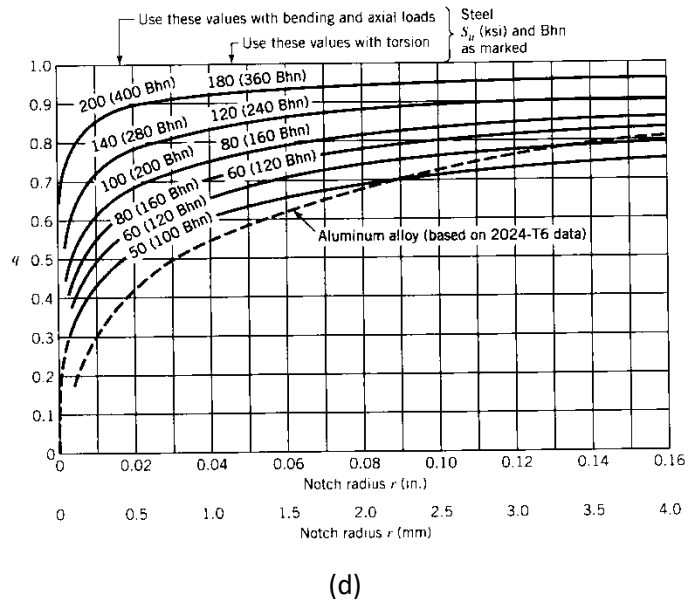
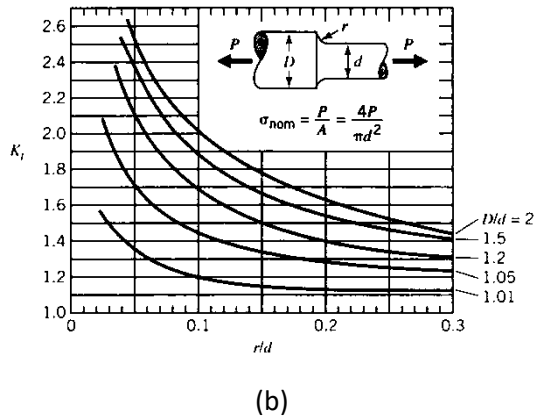
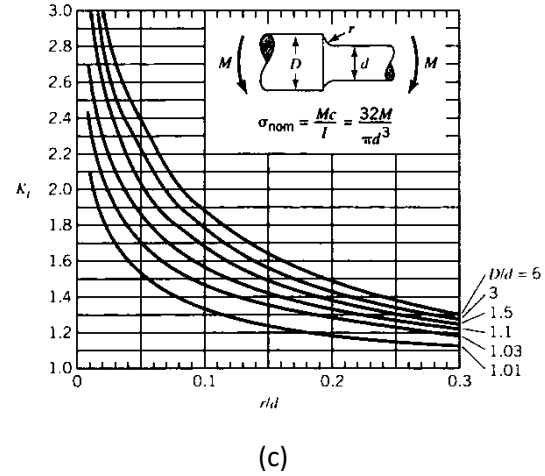
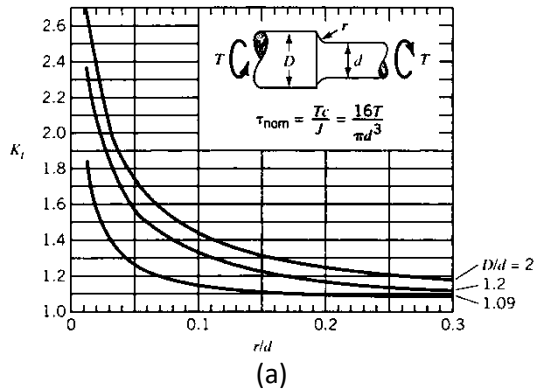


Figure 63 Facteur de concentration de contraintes théorique K_t selon le rapport des diamètres et le rayon r de l'entaille dans le cas d'une contrainte de (a) torsion, (b) traction et (c) flexion. (d) indique la sensibilité à l'entaille q selon son rayon r , la limite de rupture statique S_u du matériau et la charge.

Il faut maintenant calculer la contrainte équivalente moyenne en flexion σ_{em} et alternée σ_{ea} à partir des formules ci-dessous en tenant compte des K_f éventuels. Notons que les équations utilisées peuvent varier d'un ouvrage à l'autre.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\tau_m^2 + \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2}$$

On peut alors tracer la droite de charge qui part de l'origine du diagramme de Haigh et dont la pente vaut σ_{ea}/σ_{em} . Remarquons que, comme dit précédemment, s'il ne s'exerce que σ_f et τ_t sur la portion étudiée, alors les d^3 de leur formule respective s'annulent et la droite de charge peut alors être tracée sans devoir supposer le diamètre de l'arbre.

Contraintes équivalentes limites

Maintenant que le diagramme de Haigh est complet, on trouve les contraintes équivalentes moyenne $\sigma_{emlimite}$ et alternée $\sigma_{ealimite}$ limites. Celles-ci définissent le point le plus proche de l'origine parmi le point d'intersection de la droite de charge avec la droite de la limite d'élasticité, et celui d'intersection de la droite de charge avec la droite de Goodman. Ce point indique les valeurs de contraintes à ne pas dépasser si l'on souhaite éviter une déformation permanente et la rupture de l'élément. Ensuite,

- si la valeur de d n'a pas été supposée, alors on égalise $\sigma_{ealimite}$ au produit du facteur de sécurité SF choisi et de l'équation de σ_{ea} pour ensuite isoler d et ainsi obtenir sa valeur.

$$\sigma_{ealimite} = SF * \sigma_{ea} \Rightarrow d = \dots$$

- si on a dû supposer la valeur de d , alors on calcule le facteur de sécurité que cette valeur de d apporte et on vérifie qu'il soit suffisant. Si ce n'est pas le cas, on recommence la procédure avec un diamètre plus grand. Si c'est le cas mais que le facteur de sécurité est trop élevé et que l'on souhaite réduire le diamètre pour une raison d'encombrement ou de masse par exemple, alors on recommence la procédure avec un diamètre plus petit.

$$\frac{\sigma_{ealimite}}{\sigma_{ea}} = SF$$

Dans tous les cas, on vérifie à la fin que toutes les hypothèses qui ont été posées durant le processus sont valides. Concernant le facteur de sécurité, les recommandations fournies dans [52] sont indiquées à la Figure 64.

1. $SF = 1.25$ to 1.5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty—used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2. $SF = 1.5$ to 2 for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3. $SF = 2$ to 2.5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4. $SF = 2.5$ to 3 for less tried materials or for brittle materials under average conditions of environment, load, and stress.
5. $SF = 3$ to 4 for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6. $SF = 3$ to 4 should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7. Repeated loads: The factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the *endurance limit* rather than to the yield strength of the material.
8. Impact forces: The factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an *impact factor* should be included.
9. Brittle materials: Where the ultimate strength is used as the theoretical maximum, the factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10. Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding on their use.

Figure 64 Extrait du livre de référence sur les recommandations concernant le choix du facteur de sécurité.

Dimensionnement en statique

La marche à suivre est bien plus simple et ne fait pas appel au diagramme d'endurance de Haigh. Nul besoin donc de tracer de droite de Goodman, de droite de limite d'élasticité ou de droite de charge. On identifie la section présentant le plus de risques de rompre comme pour le dimensionnement en fatigue, sauf qu'au lieu de calculer les efforts internes moyens et alternés qui s'y appliquent, on a uniquement besoin des efforts maximaux. Ensuite, on en déduit les contraintes maximales avec les formules utilisées en fatigue. On néglige alors éventuellement τ_c . On n'oublie pas de tenir compte des concentrations de contraintes mais, au lieu d'utiliser K_f comme pour le dimensionnement en fatigue, on se limite à K_t . Enfin, on détermine la valeur équivalente σ_e via le critère de Von Mises [56] comme suit :

$$\sigma_e = \sqrt{(K_{tt}\sigma_t + K_{tf}\sigma_f)^2 + 3 * ((K_{tot} * \tau_t)^2 + (K_{toc} * \tau_c)^2)}$$

Finalement, comme pour le dimensionnement en fatigue, soit on détermine le diamètre minimum en statique à partir de l'inégalité ci-dessous, soit on vérifie que le diamètre supposé fourni un facteur de sécurité SF suffisant. Pour rappel, S_y est la limite d'élasticité à ne pas dépasser si on souhaite éviter une déformation permanente de l'élément.

$$SF * \sigma_e \leq S_y$$

