

**POLITECNICO DI MILANO**

**Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione**  
**Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria Meccanica**



Tesi di laurea:

**Progettazione di un tutore per ginocchio attivo**

Relatore: Prof. Gaetano CASCINI

Tesi di laurea di:

Jacopo CORSI Matr. 804688

Anno accademico 2014-2015

# Indice

## Sommario

<b>Introduzione.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Lo stato dell'arte.....</b>	<b>4</b>
1.1.Panoramica generale .....	4
1.2.Esoscheletri per arti inferiori.....	6
1.2.1. <i>Prototipo di esoscheletro della Vanderbilt University</i> .....	7
1.3.Ortesi sperimentali attuate.....	10
1.3.1. <i>Roboknee</i> .....	11
1.4. Obiettivi del lavoro.....	14
1.5.Stesura della specifica tecnica .....	16
1.5.1. <i>Il ciclo del passo</i> .....	17
1.5.2. <i>Specifica tecnica e considerazioni</i> .....	20
<b>2. Analisi brevettuale .....</b>	<b>27</b>
2.1.Ricerca brevettuale .....	27
2.1.1. <i>Impostazione della ricerca e risultati</i> .....	27
2.1.2. <i>Curve logistiche</i> .....	30
2.2.Analisi brevetti.....	35
2.2.1. <i>Criteri di classificazione e analisi soluzioni dominanti</i> .....	35
2.2.2. <i>Integrazione della specifica tecnica</i> .....	39
<b>3. Progettazione del dispositivo.....</b>	<b>42</b>
3.1.Scelta del sistema di attuazione .....	42
3.1.1. <i>Valutazione attuatori in base ai requisiti</i> .....	42
3.1.2. <i>Discussione risultati e scelta finale</i> .....	46
3.2.Concept con attuatore posteriore alla coscia.....	48
3.2.1. <i>Struttura</i> .....	48
3.2.2. <i>Determinazione corse attuatore</i> .....	52
3.2.3. <i>Determinazione delle prestazioni richieste all'attuatore</i> .....	61
3.2.4. <i>Scelta componenti attuatore</i> .....	68
3.3.Concept con attuatore anteriore alla coscia.....	74
3.3.1. <i>Struttura</i> .....	74

3.3.2. <i>Determinazione corse attuatore</i> .....	75
3.3.3. <i>Determinazione delle prestazioni richieste all'attuatore</i> .....	80
3.3.4. <i>Scelta componenti attuatore</i> .....	85
3.4.Sviluppo del concept definitivo .....	87
3.4.1. <i>Scelta del concept più idoneo</i> .....	87
3.4.2. <i>Soluzione per il miglioramento dell'attuatore</i> .....	90
3.4.3. <i>Scelta componenti</i> .....	96
3.5.Disegno dei pezzi.....	104
3.5.1. <i>Articolazione del ginocchio</i> .....	105
3.5.2. <i>Gruppo attuatore</i> .....	107
3.5.3. <i>Shank link e thigh link</i> .....	108
3.6.Vincoli realizzativi e limitazione dei requisiti.....	110
<b>4. Progettazione del prototipo</b> .....	<b>113</b>
4.1.Struttura e componenti da ordinare .....	113
4.1.1. <i>Revisione dell'quote geometriche</i> .....	113
4.1.2. <i>Componenti del Sistema di attuazione</i> .....	115
4.1.3. <i>Smorzatore</i> .....	119
4.1.4. <i>Cuscinetti</i> .....	121
4.1.5. <i>Componenti elettronici</i> .....	123
4.1.6. <i>Schema elettrico e lista definitiva dei componenti da ordinare</i> .....	125
4.2.Componenti da realizzare .....	127
4.2.1. <i>Disegno dei pezzi</i> .....	128
4.2.2. <i>Verifiche meccaniche</i> .....	132
4.3.Controllo .....	137
4.3.1. <i>Criterio di intervento di attuatore e smorzatore</i> .....	138
4.3.2. <i>Elaborazione logica di controllo</i> .....	141
4.3.3. <i>Verifica della logica di controllo</i> .....	144
4.3.4. <i>Linee guida per lo sviluppo di una strategia di controllo più evoluta</i> ..	148
<b>5. Conclusioni e sviluppi futuri</b> .....	<b>150</b>
<b>Allegati</b> .....	<b>153</b>
<b>Bibliografia</b> .....	<b>161</b>

## **Indice delle figure**

Figura 1: Attuatore dell'ortesi Roboknee .....	12
Figura 2: Andamento degli angoli di flessione dell'articolazione del ginocchio durante il ciclo del passo .....	17
Figura 3: Andamento delle coppie estensive sviluppate in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio durante il ciclo del passo.....	19
Figura 4: Estrapolazione della curva logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61H3 .....	31
Figura 5: estrapolazione curva bi-logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61F2 .....	32
Figura 6: Estrapolazione delle curve logistiche che costituiscono la cumulata dei brevetti della classe A61F2 .....	32
Figura 7: Estrapolazione della curva bi-logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61F5 .....	33
Figura 8: Estrapolazione delle curve logistiche che costituiscono la cumulata dei brevetti della classe A61F5 .....	33
Figura 9: Estrapolazione della curva logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61H1 .....	34
Figura 10: Struttura schematica del tutore con vista laterale e frontale .....	50
Figura 11: Rappresentazioni schematiche dell'attuatore, vista superiore e frontale.....	51
Figura 12: Rappresentazione della struttura del primo concept .....	53
Figura 13: Struttura schematica del tutore con lunghezze relative ai segmenti utili per determinare la corsa dell'attuatore.....	53
Figura 14: Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in piano. Durata del ciclo: 1,5 s .....	56
Figura 15: Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in discesa (su scale). Durata del ciclo: 2,2 s .....	56
Figura 16: Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in salita (su scale). Durata del ciclo 2,6 s .....	56

Figura 17: <i>Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante il ciclo del passo in piano nel primo concept.</i> .....	57
Figura 18: <i>Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante la discesa di scale nel primo concept.</i> .....	57
Figura 19: <i>Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante la salita di scale nel primo concept.</i> .....	58
Figura 20: <i>Escursione dello smorzatore del primo concept durante il ciclo del passo in piano.</i> .....	58
Figura 21: <i>Escursione dello smorzatore del primo concept durante il ciclo del passo nella discesa di scale.</i> .....	59
Figura 22: <i>Escursione dello smorzatore del primo concept durante il ciclo del passo nella salita di scale.</i> .....	59
Figura 23: <i>Coppia estensiva del ginocchio durante il ciclo del passo in piano.</i> .....	62
Figura 24: <i>Coppia estensiva del ginocchio durante il ciclo del passo in discesa (su scale).</i> .....	63
Figura 25: <i>Coppia estensiva del ginocchio durante il ciclo del passo in salita (su scale).</i> .....	63
Figura 26: <i>Coppia estensiva del ginocchio durante il passaggio da posizione seduta ad eretta.</i> .....	63
Figura 27: <i>Parametri geometrici del tutore, necessari per il calcolo della forza richiesta all'attuatore a partire dalla coppia all'articolazione</i> .....	64
Figura 28: <i>Forza richiesta all'attuatore del primo concept durante la camminata in piano</i> .....	65
Figura 29: <i>Forza richiesta all'attuatore del primo concept durante la discesa di scale</i>	65
Figura 30: <i>Forza richiesta all'attuatore del primo concept durante la salita di scale</i> ...	65
Figura 31: <i>Forza richiesta all'attuatore del primo concept durante il passaggio da posizione seduta ad eretta</i> .....	66
Figura 32: <i>Potenza richiesta all'attuatore durante la camminata in piano, prevalentemente passiva.</i> .....	67

Figura 33: <i>Potenza richiesta all'attuatore durante la discesa di scale, esclusivamente passiva</i> .....	67
Figura 34: <i>Potenza richiesta all'attuatore durante la salita di scale</i> .....	67
Figura 35: <i>Potenza richiesta all'attuatore durante il passaggio da posizione seduta ad eretta</i> .....	68
Figura 36: <i>Curva caratteristiche del motore CC ND 120.240</i> .....	69
Figura 37: <i>Motore CC ND 120.240</i> .....	69
Figura 38: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo concept durante la camminata in piano</i> .....	71
Figura 39: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo concept durante la camminata in salita</i> .....	71
Figura 40: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo concept durante l'operazione di alzata partendo da posizione seduta</i> .....	71
Figura 41: <i>Vite a ricircolo di sfere Carry FBI, con chiocciola flangiata</i> .....	73
Figura 42: <i>Struttura schematica del secondo concept</i> .....	75
Figura 43: <i>Struttura schematica del secondo concept. Sono indicate le lunghezze dei segmenti che definiscono la posizione dell'attuatore</i> .....	76
Figura 44: <i>Struttura schematica del secondo concept. Sono indicate le lunghezze dei segmenti per definire le corse dell'attuatore</i> .....	76
Figura 45: <i>Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l'attuatore del secondo concept durante la camminata in piano</i> .....	77
Figura 46: <i>Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l'attuatore del secondo concept durante la discesa di scale</i> .....	77
Figura 47: <i>Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l'attuatore del secondo concept durante la salita di scale</i> .....	78
Figura 48: <i>Spostamento dello smorzatore del secondo concept durante il ciclo del passo in piano</i> .....	78
Figura 49: <i>Spostamento dello smorzatore del secondo concept durante la percorrenza di scale in discesa</i> .....	79

Figura 50: <i>Spostamento dello smorzatore del secondo concept durante la percorrenza di scale in salita</i> .....	79
Figura 51: <i>Velocità lineare dell'attuatore del secondo concept durante il ciclo del passo in piano</i> .....	81
Figura 52: <i>Velocità lineare dell'attuatore del secondo concept durante la discesa di scale</i> .....	81
Figura 53: <i>Velocità lineare dell'attuatore del secondo concept durante la percorrenza di scale in salita</i> .....	81
Figura 54: <i>Struttura del secondo concept con evidenziati gli angoli e le distanze utili per calcolare la forza richiesta all'attuatore per poter sviluppare, in corrispondenza dell'articolazione la coppia necessaria</i> .....	82
Figura 55: <i>Forza richiesta all'attuatore del secondo concept per la camminata in piano</i> .....	83
Figura 56: <i>Forza richiesta all'attuatore del secondo concept per la discesa di scale</i> ....	83
Figura 57: <i>Forza richiesta all'attuatore del secondo concept per la salita di scale</i> .....	83
Figura 58: <i>Forza richiesta all'attuatore del secondo concept per l'azione di alzata a partire da posizione seduta</i> .....	84
Figura 59: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo concept durante la camminata in piano</i> .....	85
Figura 60: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo concept durante la salita di scale</i> .....	85
Figura 61: <i>Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo concept durante l'alzata da posizione seduta</i> .....	86
Figura 62: <i>Configurazione schematica definitiva del tutore</i> .....	92
Figura 63: <i>Struttura schematica della configurazione definitiva del tutore, con le lunghezze dei segmenti che definiscono la posizione dello smorzatore</i> .....	93
Figura 64: <i>Struttura schematica della configurazione definitiva del tutore, con angoli e segmenti necessari per il calcolo della forza richiesta allo smorzatore</i> .....	94
Figura 65: <i>Andamento della forza richiesta allo smorzatore del tutore definitivo durante la camminata in piano</i> .....	94

Figura 66: <i>Andamento della forza richiesta allo smorzatore del tutore definitivo durante la discesa di scale</i> .....	95
Figura 67: <i>Andamento della forza richiesta allo smorzatore del tutore definitivo durante la salita di scale</i> .....	95
Figura 68: <i>Smorzatore modello ADA 110 M, scelto per l'installazione sulla configurazione definitiva del tutore</i> .....	97
Figura 69: <i>Curve caratteristiche del First Cim Motor</i> .....	98
Figura 70: <i>First Cim Motor</i> .....	98
Figura 71: <i>Grafico coppia-rpm relative al motore del tutore definitivo nella camminata in piano</i> .....	99
Figura 72: <i>Grafico coppia-rpm relative al motore del tutore definitivo durante la salita di scale</i> .....	100
Figura 73: <i>Grafico coppia-rpm relative al motore del tutore definitivo durante l'operazione di alzata a partire da posizione seduta</i> .....	100
Figura 74: <i>Disegno tecnico della frizione elettromagnetica DSM 054-2</i> .....	101
Figura 75: <i>Giunto inferiore (rosso) e giunto superiore (verde), raffigurati separatamente e nella loro posizione reciproca durante il funzionamento</i> .....	106
Figura 76: <i>Leva smorzatore (blu), distanziale (rosso) e piastra (grigio)</i> .....	107
Figura 77: <i>Supporto cuscinetto (verde) e alloggiamento del motore</i> .....	108
Figura 78: <i>Attuatore completo</i> .....	108
Figura 79: <i>Shank link</i> .....	109
Figura 80: <i>Thigh link</i> .....	109
Figura 81: <i>Tutore completo di tutti i component strutturali</i> .....	110
Figura 82: <i>Struttura schematica del prototipo del tutore con quote geometriche principali</i> .....	114
Figura 83: <i>Coppia richiesta al motore del prototipo in funzione del numero di giri</i> ....	116
Figura 84: <i>Forza sviluppata dall'attuatore durante il ciclo del passo in piano</i> .....	117
Figura 85: <i>Disegni tecnici della frizione da installare sul prototipo</i> .....	118
Figura 86: <i>Costante di smorzamento durante la camminata in piano</i> .....	120



Figura 87: <i>Schema della parte elettrica del prototipo</i> .....	126
Figura 88: <i>Esploso dell'articolazione</i> .....	129
Figura 89: <i>Sistema di attuazione del prototipo collegato alla struttura</i> .....	130
Figura 90: <i>Prototipo completo</i> .....	131
Figura 91: <i>Spostamenti della struttura con forza di 400 N applicata al supporto cuscinetto</i> .....	133
Figura 92: <i>Sollecitazioni di Von Mises sul supporto cuscinetto</i> .....	134
Figura 93: <i>Sollecitazioni di Von Mises sul giunto superiore</i> .....	134
Figura 94: <i>Sollecitazioni di Von Mises sul tubo di connessione tra giunto superiore e supporto cuscinetto</i> .....	134
Figura 95: <i>Spostamenti della struttura con forza di 400 N applicata all'attacco chiocciola</i> .....	135
Figura 96: <i>Sollecitazioni di Von Mises sulla leva dell'attuatore</i> .....	135
Figura 97: <i>Spostamenti della struttura con forza di 530 N applicata allo stelo dello smorzatore</i> .....	136
Figura 98: <i>Sollecitazioni di Von Mises sulla piastra di chiusura e sulla leva dello smorzatore</i> .....	137
Figura 99: <i>Potenza e coppia (linee blu) sviluppate in corrispondenza del ginocchio, mostrate insieme all'andamento del suo angolo di flessione (nel ciclo del passo in piano)</i> .....	138
Figura 100: <i>Smorzamento richiesto allo smorzatore del prototipo e coppia richiesta all'articolazione</i> .....	139
Figura 101: <i>Curve di regolazione smorzatori ADA 500</i> .....	140
Figura 102: <i>Suddivisione del ciclo del passo in fasi per l'elaborazione della logica di controllo</i> .....	141
Figura 103: <i>Forza applicata al modello di arto inferiore</i> .....	145
Figura 104: <i>Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio ricavato col modello Simulink, controllato in accordo con la strategia elaborata</i> .....	147

Figura 105: *Andamento della coppia da applicare all'articolazione durante la fase 3 in funzione della durata temporale del ciclo del passo* .....148

Figura 106: *Andamento della coppia da applicare all'articolazione durante la fase 5 in funzione della durata temporale del ciclo del passo* .....149

## **Indice delle tabelle**

Tabella 1: <i>Durate del ciclo del passo medie, rilevate dai test eseguiti da Riener.</i> .....	18
Tabella 2: <i>Criteri di ricerca definitivi per l'analisi brevettuale</i> .....	29
Tabella 3: <i>Classi IPC selezionate per la prima ricerca brevettuale</i> .....	29
Tabella 4: <i>Numero di brevetti trovati per ogni classe nella seconda ricerca brevettuale</i> .....	30
Tabella 5: <i>Classificazione degli attuatori utilizzati</i> .....	36
Tabella 6: <i>Classifica dei sensori utilizzati</i> .....	36
Tabella 7: <i>Classifica delle strategie di controllo utilizzate</i> .....	37
Tabella 8: <i>Abbinamenti tra sensori più utilizzati</i> .....	38
Tabella 9: <i>Punteggi di valutazione degli attuatori in base ai requisiti fondamentali della specifica tecnica.</i> .....	45
Tabella 10: <i>Quote geometriche fondamentali del primo concept</i> .....	52
Tabella 11: <i>Dati principali del motore CC ND 120.240</i> .....	70
Tabella 12: <i>Caratteristiche principali del primo concept e componenti installati</i> .....	74
Tabella 13: <i>Quote geometriche principali del secondo concept.</i> .....	75
Tabella 14: <i>Caratteristiche principali del secondo concept e componenti installati.</i> .....	87
Tabella 15: <i>Quote geometriche principali relative alla configurazione definitiva del tutore</i> .....	93
Tabella 16: <i>Dati principali dello smorzatore "ADA 510 M"</i> .....	97
Tabella 17: <i>Dati principali del "Fist Cim Motor"</i> .....	98
Tabella 18: <i>Dati principali della frizione DSM 054-2.</i> .....	101

Tabella 19: <i>Dati principali delle batterie scelte per la configurazione definitiva del tutore.</i> .....	103
Tabella 20: <i>Caratteristiche principali della configurazione definitiva del tutore e componenti</i> .....	104
Tabella 21: <i>Peso dei componenti da installare sulla configurazione definitiva del tutore</i> .....	104
Tabella 22: <i>Principali quote geometriche del prototipo del tutore.</i> .....	114
Tabella 23: <i>Dati principali della frizione da installare sul prototipo.</i> .....	118
Tabella 24: <i>Dati principali dello smorzatore “ADA 505 M”</i> .....	119
Tabella 25: <i>Dati principali dei due cuscinetti scelto per le guide del prototipo</i> .....	122
Tabella 26: <i>Dati principali del cuscinetto scelto per vincolare la vite del prototipo</i> ....	123
Tabella 27: <i>Dati principali della scheda programmabile Arduino Uno.</i> .....	123
Tabella 28: <i>Dati principali del driver Pololu dual VNH5019</i> .....	124
Tabella 29: <i>Lista dei component scelti per la costruzione del prototipo</i> ... ..	127
Tabella 30: <i>Condizioni identificative delle fasi di suddivisione del ciclo del passo</i> ....	142
Tabella 31: <i>Condizioni identificative delle fasi di intervento degli attuatori</i> .....	144
Tabella 32: <i>Grandezze relative al modello di arto inferire realizzato con Simulink</i> ....	146

## **Indice degli allegati**

Allegato 1: Giunto inferiore del prototipo (scala 1:1) .....	153
Allegato 2: Giunto superiore del prototipo (scala 1:1) .....	154
Allegato 3: Leva smorzatore e piastra di chiusura del prototipo (scala 1:1) .....	155
Allegato 4: Tubo quadro e attacco chiocciola del prototipo (Scala 1:1) .....	156
Allegato 5: Supporto cuscinetto e anello di chiusura (Scala 1:1).....	157
Allegato 6: Schema a blocchi Simulink per la verifica della strategia di controllo .....	158
Allegato 7: Forze e spostamenti forniti in input al modello Simulink per la verifica della strategia di controllo .....	159

## Sommario

Camminare è un'azione semplice per gran parte delle persone ma può essere fonte di difficoltà per soggetti che abbiano un *deficit* a livello muscolare. Attualmente esistono in commercio poche tipologie di dispositivi per permettere la deambulazione di persone con questi problemi. Si tratta degli esoscheletri: dispositivi costosi e ingombranti che assistono i movimenti di tutte le articolazioni dell'arto inferiore, indirizzati però prevalentemente a soggetti con disfunzioni neurologiche. Scopo di questo lavoro è la progettazione di un apparecchio più compatto e leggero, focalizzato sull'assistenza del movimento del ginocchio di persone con carenze muscolari. Una sorta di tutore attuato, in grado di fornire parte della coppia necessaria all'articolazione durante la camminata, del quale si vuole arrivare alla progettazione in dettaglio del prototipo. Il percorso di sviluppo del progetto è cominciato con l'elaborazione della specifica tecnica, stesa inseguito all'esame di alcuni articoli aventi come oggetto studi sul ciclo del passo e su apparecchi mecatronici di assistenza alla deambulazione. Una successiva attività di ricerca brevettuale su invenzioni di questo tipo ha permesso di integrare la specifica e di trarre alcuni spunti per la successiva fase di progettazione, che ha visto come primo passo l'elaborazione di due possibili *concept*. Essi sono stati sviluppati fino ad un certo livello, oltre al quale si è scelto quale dei due adottare in via definitiva. Si è proseguito affinando ulteriormente questa soluzione, procedendo poi alla scelta dei componenti da reperire in commercio e al disegno dei pezzi da realizzare *ad hoc*. Si è poi avviata la fase di progettazione del prototipo che, nell'ottica di una sua ipotetica realizzazione in ambito universitario, ha reso necessaria una riduzione dei requisiti della specifica fissati inizialmente. Sono stati selezionati tutti i componenti da acquistare ed i pezzi sono stati ridisegnati, sebbene la struttura del tutore sia rimasta inalterata. Infine si è proceduto ad elaborare le basi per una possibile strategia di controllo del dispositivo, la cui efficacia è stata verificata con opportune simulazioni virtuali.

## Introduzione

I dispositivi presenti attualmente sul mercato per assistere nella camminata soggetti con deficit muscolari agli arti inferiori o con danni neurologici sono costituiti principalmente dagli esoscheletri. Questi apparecchi meccatronici sono costituiti da un'ossatura rigida articolata, connessa agli arti inferiori e al bacino del paziente. Attraverso vari attuatori e sensori riescono a fornire al soggetto la forza necessaria per la deambulazione, seguendone i movimenti. C'è un altro tipo di apparecchi, utilizzati esclusivamente per scopi riabilitativi, che non consentono però lo spostamento libero dell'utilizzatore. Si tratta di grandi macchinari fissi che comprendono un *tapis roulant* ed un esoscheletro integrato nella struttura per guidare gli arti del soggetto indipendentemente dalla sua volontà, seguendo traiettorie fisse. Esiste infine un vasto panorama di dispositivi sperimentali (esoscheletri, ortesi attuate) non commercializzati, frutto della ricerca di laboratori ed università. Per affrontare il problema oggetto di questo lavoro è opportuno fare delle considerazioni sugli apparecchi sopra menzionati, per evidenziarne alcune caratteristiche rispetto alle quali il progetto si vuole parzialmente discostare.

Essi assistono generalmente il movimento di tutte le articolazioni dell'arto inferiore: anca, ginocchio e caviglia. Si tratta quindi di macchine di una certa grandezza e complessità.

Gli esoscheletri presenti in commercio scaricano il proprio peso direttamente al terreno per non gravare sull'utilizzatore. Per questo motivo possono permettersi di avere una massa importante senza che questo influisca in maniera eccessiva sull'utilizzatore e sui suoi movimenti (per quando la riduzione dei pesi sia comunque sempre un obiettivo auspicabile).

Sono tecnologicamente molto raffinati ed hanno prezzi consequenzialmente elevati. Per questo motivo sono ancora inaccessibili alla grande maggioranza delle persone che ne avrebbero bisogno. Prevalentemente vengono acquistate da strutture ospedaliere o cliniche, mentre il loro utilizzo in ambito privato è ancora poco diffuso.

Principalmente sono destinati a pazienti con disturbi neurologici, causati da ictus o lesioni del midollo spinale, con un grado di mobilità degli arti inferiori ridotto o nullo. Raramente sono destinati a persone con deficit muscolari ma con sistema nervoso sano.

L'obiettivo che il presente lavoro si pone è quello di ideare e progettare un dispositivo di assistenza alla camminata, indossabile anche su un singolo arto, che si occupi solo dell'articolazione del ginocchio, costituendo una sorta di tutore attuato. Esso si propone di essere accessibile ad un vasto pubblico, anche privato, che abbia problemi nella deambulazione causati da *deficit* muscolare (come anziani o persone reduci da infortuni agli arti inferiori).

Il primo capitolo si apre con una rapida panoramica sui principali dispositivi meccatronici di assistenza alla camminata presenti in commercio. È presentato, a titolo d'esempio, un esoscheletro statunitense realizzato presso la *Vanderbilt University*. Viene descritto poi un prototipo di ortesi attuata chiamata "Roboknee", poco conosciuta ma ritenuta di interesse, dal momento che è un dispositivo molto simile a quello che si intende sviluppare. Nella presentazione di questi apparecchi viene dato rilievo, non solo all'aspetto costruttivo delle macchine, ma anche alla parte relativa al loro controllo. Partendo dall'esame dello stato dell'arte vengono quindi esplicitati gli obiettivi che il presente lavoro si propone e viene prodotta la specifica tecnica, contenente i requisiti che il tutore dovrà rispettare per svolgere la sua funzione.

Il secondo capitolo descrive l'attività di ricerca brevettuale volta a trovare invenzioni simili a quella d'interesse. Essa è stata svolta non solo allo scopo di trarre possibili spunti riguardo le scelte progettuali da prendere per il dispositivo in questione, ma anche per evitare di riprodurre soluzioni già elaborate. Inoltre, attraverso l'analisi del numero di brevetti pubblicati degli ultimi decenni, è stato possibile capire a quale stadio della loro evoluzione si trovino gli apparecchi di questo tipo.

Il terzo capitolo illustra tutte le fasi della progettazione del tutore, cominciando dalla scelta del sistema di attuazione, per la quale sono stati presi in considerazione gli attuatori descritti nei brevetti esaminati al capitolo precedente. Successivamente vengono elaborati due possibili *concept* dell'apparecchio, di ognuno dei quali vengono ipotizzati componenti scelti a catalogo per quanto riguarda l'attuatore e la trasmissione e ne viene

valutata la conformità rispetto ai requisiti della specifica tecnica. Tra le due viene poi selezionata la soluzione migliore, della quale si esaminano alcuni punti di debolezza, riguardanti soprattutto il sistema di attuazione. Vengono quindi effettuati degli affinamenti per risolvere i problemi riscontrati, giungendo così alla configurazione definitiva. Si scelgono quindi i componenti da reperire in commercio per la sua realizzazione e si disegnano i vari pezzi da costruire *ad hoc*.

Il quarto capitolo descrive la progettazione del prototipo del tutore ideato. Esso, pur rimanendo uguale nella struttura, subirà alcune modifiche rispetto alla configurazione definitiva a cui si era giunti nel capitolo precedente, a causa di vincoli legati ad una sua ipotetica realizzazione in un laboratorio universitario. Vengono ridisegnati quindi i pezzi che lo costituiscono e selezionati i componenti da comprare esternamente. Si elaborano infine le basi su cui fondare una possibile strategia di controllo dell'apparecchio.

Nell'ultimo capitolo si traggono le conclusioni del progetto svolto e si ipotizzano gli eventuali sviluppi futuri per la prosecuzione del lavoro intrapreso.

# **1. Lo stato dell'arte**

Questo capitolo è suddiviso in cinque paragrafi. Nel primo viene presentata una panoramica sui principali dispositivi di assistenza alla camminata presenti in commercio. Nel secondo paragrafo viene descritto un prototipo di esoscheletro sviluppato negli Stati Uniti, presso la *Vanderbilt University*. Nel terzo viene descritta un'ortesi sperimentale attuata, che differisce dagli esoscheletri per arti inferiori in quanto non assiste il movimento di tutte le articolazioni della gamba. Nel quarto paragrafo, partendo da considerazioni sugli apparecchi esaminati, si espongono gli obiettivi del presente lavoro, che costituiscono il punto di partenza per la stesura della specifica tecnica, di cui si parla nel quinto paragrafo.

## **1.1. Panoramica generale**

Attualmente i modelli di esoscheletri a scopo riabilitativo/terapeutico presenti sul mercato sono in numero limitato. Essi sono ancora molto costosi, con ingombri e pesi relativamente elevati, ma per il futuro si prospettano grandi miglioramenti, sia per quanto riguarda la raffinatezza tecnica sia per l'incremento della loro accessibilità al pubblico. Attualmente si stima che circa l'1% della popolazione mondiale utilizzi sedie a rotelle per spostarsi e, anche a causa dell'invecchiamento della popolazione, questo numero è destinato a salire. Gli esoscheletri potranno offrire a tutte queste persone un'alternativa di mobilità molto più salutare. Il mantenimento di una posizione seduta per periodi così prolungati può portare, infatti, ad una serie di danni secondari rispetto alla patologia primaria del paziente. Problemi frequenti sono piaghe da pressione, atrofizzazione dei muscoli, disturbi agli arti superiori dovuti all'azione ripetitiva dello spingere il mezzo a rotelle. Con la diffusione degli esoscheletri non solo questi soggetti guadagneranno autonomia nel movimento, ma potranno godere di una salute migliore. I principali produttori di esoscheletri per l'assistenza nella deambulazione sono quattro, ognuno dei quali propone il proprio modello (vi sono poi altre case costruttrici che realizzano esoscheletri a scopo militare, che però esulano dagli interessi di questo lavoro).



La giapponese Cyberdyne, in collaborazione con l'università di Tsukuba, ha sviluppato l'esoscheletro "HAL", disponibile oggi in due varianti, una per i soli arti inferiori ed una per tutto il corpo. L'idea originaria nacque dal professor Sankai negli anni novanta, che si propose l'obiettivo di realizzare un dispositivo robotico in grado di aiutare le persone a muoversi. Dopo la creazione di vari modelli, questa macchina ha oggi raggiunto, con HAL 5, un livello di maturità notevole.

Appartiene agli Stati Uniti invece l'esoscheletro "eLegs" della Ekso Bionics, ideato dal dottor Homayoon Kazeroony, co-fondatore della società nel 2005. Questo dispositivo è in grado di assistere il paziente interpretandone la volontà di movimento attraverso la lettura dei suoi gesti, tramite sensori di forza e movimento. L'ultimo prodotto dell'azienda si chiama "Ekso" ed è stato lanciato sul mercato nel 2012. Esso costituisce l'evoluzione di eLegs e ne sfrutta gli stessi principi di funzionamento; è in grado di adattarsi a pazienti con differenti tipi di disabilità e di fornire forze variabili a seconda delle necessità specifiche.

Un altro esoscheletro disponibile in commercio, anche per un uso privato, è "ReWalk", prodotto dall'azienda israeliana ReWalk Robotics. Esso è in grado di leggere i lievi spostamenti del centro di gravità del corpo del paziente. La sequenza di movimenti che determinano il passo viene messa in atto dalle ripetute oscillazioni del busto, senza la necessità di comandi esterni per innescare la camminata.

Tutti gli esoscheletri menzionati finora devono essere utilizzati in abbinamento a stampelle, per permettere ai pazienti di mantenere l'equilibrio durante il movimento. Essi inoltre richiedono un certo sforzo da parte dell'indossatore poiché, per il loro funzionamento, dipendono dai rilevamenti dei movimenti di quest'ultimo. L'unico esoscheletro per arti inferiori che non necessita di questi accorgimenti è "Rex", prodotto dall'azienda neozelandese Rex Bionics. Esso ha una struttura più pesante rispetto ai concorrenti e mantiene autonomamente in equilibrio l'indossatore, lasciandone liberi gli arti superiori. I molteplici movimenti che è in grado di eseguire (salire scale, muoversi lateralmente, girare sul posto) sono comandati dal paziente tramite un joystick. I movimenti di questo dispositivo sono più lenti rispetto a quelli dei concorrenti ma il suo utilizzo si può estendere anche a persone con paralisi completa degli arti inferiori.

Oltre agli esoscheletri sopra descritti, in grado di permettere uno spostamento autonomo al paziente esiste un'altra categoria di questi apparecchi. Si tratta di strutture esoscheletriche per arti inferiori vincolate all'interno di macchinari fissi più grandi, dotati di *tapis roulant*. Attualmente ci sono in commercio soltanto due apparecchi di questo genere. Il "Lokomat", prodotto dall'azienda svizzera Hocoma e testato nella clinica Balgrist di Zurigo, è stato lanciato sul mercato nel 2001 ed ha portato una profonda innovazione nel campo della riabilitazione su *tapis roulant*. Prima del suo avvento infatti almeno due fisioterapisti dovevano assistere un paziente nella camminata sul nastro trasportatore, per poter fornire l'opportuno sostegno e al contempo guidare le gambe nei movimenti. Con Lokomat, non solo è possibile un minore impiego di sforzi da parte del fisioterapista, ma il paziente viene assistito in modo molto più accurato, e tutti i dati relativi al passo vengono registrati durante la seduta per essere esaminati. Più recente è l'ingresso nel mercato di "Walkbot", prodotto dall'azienda coreana P&S Mechanics Co. a partire dal 2010. È un macchinario molto simile a quello svizzero e comprende sostanzialmente i medesimi componenti. È in grado di adattarsi anche a *gait patterns* diversi rispetto a quelli "normali", per pazienti che hanno deformità articolari o deviazioni del passo.

Entrambi questi macchinari possono essere utilizzati da persone con diversi problemi di limitazione motoria, principalmente di natura neurologica, causati da: ictus, lesioni midollari, paraplegie, tetraplegie, sclerosi multipla, morbo di Parkinson. Non solo sono di grande utilità per quei pazienti in grado di riacquistare una parziale capacità di camminare, ma anche per chi è in una situazione di disabilità permanente. In quest'ultimo caso, infatti, il movimento "forzato" degli arti inferiori previene una serie di problematiche relative all'immobilità prolungata, come l'ipotrofia muscolare, l'osteoporosi e problemi circolatori.

## **1.2. Esoscheletri per arti inferiori**

Gli esoscheletri destinati all'assistenza degli arti inferiori sono generalmente costituiti da una parte solidale alla vita del paziente dotata di supporto lombare; talvolta questa porzione si estende a coprire tutto il dorso, diventando una sorta di zaino, da allacciarsi

alle spalle dell'indossatore. Questa parte è destinata ad alloggiare le batterie, che possono pesare diversi chili, e scarica il proprio peso sulle "gambe" dell'apparecchio. Esse corrono esternamente agli arti inferiori, cui sono fissate tramite fasce, e comprendono delle soles che poggiano sul terreno; sopra di queste vengono allacciate le scarpe del paziente. In questo modo il peso dell'esoscheletro, oltre a quello dell'indossatore, si scarica completamente a terra, senza gravare su quest'ultimo. Gli attuatori, costituiti da motori elettrici CC, sono collocati all'interno della gambe e sono comandati da sofisticati sistemi di controllo, che ricevono informazioni dai vari sensori dislocati nella macchina. Vengono utilizzati principalmente sensori di forza/pressione, sensori di movimento (accelerometri, giroscopi) ed elettrodi, per rilevare le contrazioni muscolari dalla superficie della pelle. Viene presentato in seguito un prototipo di esoscheletro statunitense non presente in commercio, elaborato dalla *Vanderbilt University*.

### **1.2.1. Prototipo di esoscheletro della Vanderbilt University**

Il prototipo di esoscheletro presentato in questo paragrafo è stato sviluppato, nella seconda metà degli anni 2000, da un team di professori della Vanderbilt University di Nashville in Tennessee, USA, col supporto del "U.S Department of Health and Human Service". Esso è stato concepito per assistere nella camminata in particolare pazienti paraplegici. A differenza degli esoscheletri precedentemente citati esso non prevede l'appoggio al terreno mediante delle "soles" sottostanti al piede dell'indossatore. La struttura termina infatti in prossimità delle caviglie e l'apparecchio necessita di essere abbinato ad un ortesi piede/caviglia, per poter essere sfruttato in sicurezza. Similmente agli altri esoscheletri esso è costituito da un supporto lombare da allacciarsi alla vita del paziente, al quale sono collegate le ortesi per gli arti inferiori. La struttura dell'esoscheletro è abbastanza compatta e non è presente, a differenza di altri casi, lo zaino da indossare sul dorso. Il sistema di attuazione comprende quattro motori brushless DC, per le articolazioni di anche e ginocchia, abbinati a riduttori con rapporto 24:1. Essi sono in grado di fornire alle articolazioni una coppia continua di 12 N\*m, con 40 N\*m di picco. Affiancati ai motori sono presenti dei freni a comando elettrico, il cui intervento è previsto in caso di mancanza di potenza elettrica; essi infatti rimangono bloccati quando vengono lasciati privi alimentazione. Il *range* di movimento delle articolazioni è per le

anche di 30 gradi in estensione e 105 gradi in flessione; mentre per le ginocchia è di 10 gradi in iperestensione e 105 gradi di flessione. Per quanto riguarda i sensori sono presenti potenziometri per monitorare la posizione delle articolazioni ed accelerometri posizionati nei *thigh links* (parte dell'ortesi vincolata alla coscia). Il sistema di controllo è costituito da un DES (*distributed embedded system*) alimentato da una batteria da 29,6 V. Il DES comprende un modulo di gestione della potenza elettrica, un modulo di calcolo, un modulo di condizionamento dei segnali, un modulo di interfaccia ai sensori e tutta l'elettronica di potenza. Il modulo di gestione della potenza si occupa di alimentare le utenze elettriche da 12 V (attuatori) e quelle da 3,3 V per il calcolo ed condizionamento dei segnali. Il modulo di calcolo comprende due microcontrollori gemelli programmati in C, collegati ad un PC portatile esterno, in modo che si possa supervisionare il controllo dell'esoscheletro grazie all'interfaccia fornita da MATLAB Simulink RealTime Workshop. Il controllo dell'esoscheletro è costruito su due livelli, uno inferiore ed uno superiore.

Il livello inferiore, consiste in un controllo in *feedback* proporzionale derivativo con guadagni variabili, per ognuno degli attuatori in corrispondenza delle articolazioni. Come input, oltre ai valori da assegnare ai guadagni, esso riceve gli angoli relativi alla posizione di riferimento delle articolazioni. A seconda della fase del ciclo del passo in cui ci si trova, la strategia di controllo può essere quella di inseguimento di una traiettoria di riferimento oppure può prevedere, sfruttando il moto retrogrado degli attuatori, il loro utilizzo come molle o smorzatori. L'utilizzo di quest'ultima strategia è utile quando si vuole fornire una certa coppia di assistenza nel passaggio verso un punto di equilibrio di una certa articolazione.

Il livello superiore della struttura di controllo, che invia traiettorie di riferimento e guadagni al livello sottostante, è definito "*Finite State Machine*". Si tratta di un insieme di 12 stati, che, nel loro insieme, comprendono tutti i movimenti e le posizioni che l'esoscheletro può assumere durante il suo funzionamento. Quattro di questi stati corrispondono a delle posizioni fisse (posizione seduta, in piedi con gambe allineate, in piedi con gamba destra avanti, in piedi con gamba destra indietro). I restanti otto costituiscono invece le transizioni tra i quattro stati fissi, e ognuno di essi comprende un set di traiettorie di riferimento ed un set di guadagni per la retroazione degli attuatori; questi ultimi vengono impostati generalmente su due valori: alto o basso. Vi sono poi

alcune situazioni in cui il controllo agisce in modo differente. In particolare, quando l'utente è in posizione seduta, i guadagni impostati sono nulli; in questo modo l'angolo di flessione delle articolazioni non riveste importanza. Durante il passaggio dalla posizione eretta a quella seduta, invece, il guadagno proporzionale viene annullato, mentre quello derivativo è mantenuto costante in modo che il motore si comporti da smorzatore. Infine, nell'azione di alzarsi a partire da una posizione seduta, vengono usati come valori di riferimento gli angoli relativi alla posizione eretta; i guadagni proporzionali e derivativi vengono incrementati progressivamente da zero fino al valore alto.

Per permettere all'utente di governare l'esoscheletro, consentendo ad esso di passare da uno stato all'altro in modo corretto, è stato adottato un metodo basato sulla posizione del centro di pressione del sistema uomo+macchina. Il centro di pressione è la proiezione, sul suolo, del centro di massa del soggetto nel piano sagittale (il piano che divide idealmente la persona in due metà speculari: destra e sinistra). La posizione del centro di massa è determinabile conoscendo la posizione esatta di ogni porzione dell'esoscheletro nello spazio. Questo è reso possibile dai potenziometri, che indicano l'angolo delle articolazioni, e dagli accelerometri, che forniscono l'inclinazione assoluta dei cosiddetti *thigh links*, ossia le porzioni di ortesi vincolate alla cosce. La posizione del centro di pressione è direttamente influenzabile dall'utente con lo spostamento del peso della parte superiore del corpo in avanti o indietro; questo può avvenire con l'aiuto di mezzi esterni come stampelle o travi parallele. Il parametro utilizzato per stabilire il passaggio da uno stato all'altro della macchina è la distanza, sempre nel piano sagittale, tra il centro di pressione e la caviglia del piede in posizione più avanzata. Mentre la camminata è in corso, ad esempio, l'esoscheletro muove il passo in avanti successivo solo se tale distanza è inferiore ad un certo valore soglia. Partendo invece dalla posizione eretta statica, per iniziare la camminata è necessario che l'utente inclini leggermente il corpo lateralmente, nel piano frontale, oltre a muovere in avanti il proprio centro di massa. Il sistema è in grado di leggere, attraverso gli accelerometri a tre assi, quest'inclinazione laterale e percepisce qual'è l'arto più scarico dal peso corporeo. Sarà questo l'arto che verrà guidato nel muovere il passo iniziale. Una volta che la camminata è avviata, per ritornare in posizione eretta ferma, occorre che l'utente rimanga per un certo tempo fermo con entrambi i piedi non allineati appoggiati a terra (posizione corrispondente ad uno dei quattro stati fissi precedentemente menzionati). In questo modo la macchina percepisce

l'intenzione di fermarsi ed esegue un mezzo passo in avanti per far raggiungere all'utente la posizione eretta ferma con piedi allineati. Il passaggio dalla posizione eretta a quella seduta è messo in atto quando il centro di pressione viene rilevato posteriormente alle caviglie, oltre ad una certa distanza da esse. Il movimento opposto invece è innescato, in modo simile, quando il centro di pressione si avvicina alle caviglie oltre ad una certa soglia.

L'esoscheletro è stato testato per la prima volta su un soggetto maschio paraplegico T10 (ossia con lesione del midollo spinale a partire dalla decima vertebra toracica), ed ha permesso di compiere tutte le manovre per le quali è stato programmato. La velocità media di avanzamento della camminata è stata di 0,22 m/s; questo valore abbastanza basso è imputabile anche al fatto che, prima di ogni passo, il paziente deve disporsi, con la parte superiore del corpo, in modo tale da innescare nell'esoscheletro il passaggio allo stato al successivo. Il consumo medio durante la camminata a quella velocità è di 117 W che, con le batterie al litio in dotazione all'esoscheletro, consente un'autonomia di camminata in piano di circa un'ora. Questo risultato è soddisfacente considerando che il peso delle batterie è di 680 g e potrebbe essere ulteriormente incrementato con una bassa incidenza sul peso complessivo dell'apparecchio di circa 12 Kg.

### **1.3. Ortesi sperimentali attuate**

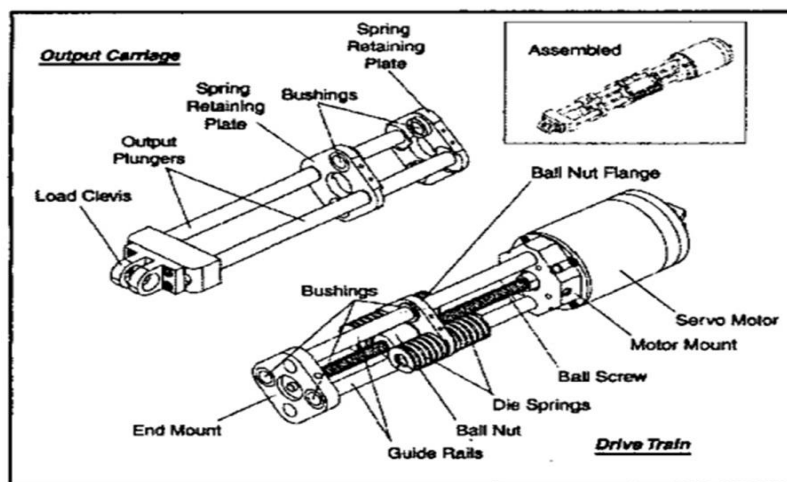
Oltre agli esoscheletri completi per arti inferiori ed ai grandi macchinari per riabilitazione, come il Lokomat, esiste un vasto panorama di dispositivi simili frutto della ricerca di università e laboratori. Si tratta di ortesi attuate di vario tipo, realizzate solo a livello di prototipo e non commercializzate. Esse si distinguono dagli esoscheletri veri e propri poiché non assistono l'articolazione dell'anca, ma si occupano solo di quelle della caviglia e del ginocchio, o anche solo di una di queste. Essendo realizzate al di fuori dell'ambito industriale sono un po'rudimentali rispetto ai dispositivi presenti in commercio, per lo meno a livello di aspetto esterno. Sono tuttavia di interesse dal momento che si avvicinano maggiormente al dispositivo oggetto del presente lavoro. Verrà in seguito presentata un'ortesi attuate chiamata "Roboknee", ideata negli Stati Uniti.

### 1.3.1. Roboknee

Roboknee è stata sviluppata nei primi anni 2000 dall'azienda statunitense Yobotics Inc, con sede a Cincinnati, nell'Ohio, in collaborazione con l'università del Michigan e con l'istituto di ricerca della Florida "Institute for Human and Machine Cognition". Essa ha lo scopo di assistere l'articolazione del ginocchio, incrementando la forza e la resistenza dell'utilizzatore durante la camminata. Similmente a tutti gli esoscheletri ha principalmente tre obiettivi: determinare l'intenzione dell'utilizzatore, fornire forza quando necessario ed evitare di costituire un impedimento ai movimenti. In particolare, in riferimento a quest'ultimo aspetto, l'ortesi risulta particolarmente efficace, consentendo all'indossatore di percepirla come un'estensione del proprio corpo. Roboknee è derivata da una normale ortesi per il solo ginocchio, con l'aggiunta di alcuni pezzi tali da fornire dei punti di attacco per l'attuatore. Si tratta di un attuatore lineare collocato posteriormente alla coscia, con un'estremità incernierata al *thigh link* e l'altra allo *shank link*, poco sotto il ginocchio; in questo modo riesce a generare una coppia in corrispondenza dell'articolazione. L'ortesi va utilizzata in abbinamento a scarpe da ciclista con suola rigida, adattate in modo da ospitare sotto la suola due celle di carico. In questo modo si può misurare, non solo la reazione vincolare totale col suolo, ma anche la posizione del centro di pressione di tale forza sotto la pianta del piede. Tuttavia non è possibile apprezzare l'inclinazione del vettore forza rispetto al suolo, per cui esso viene supposto essere puramente verticale. L'angolo del ginocchio viene determinato attraverso la misurazione della corsa dell'attuatore, tramite un encoder lineare, con relativa scheda di lettura; questo segnale, una volta derivato, viene utilizzato per determinare la velocità di movimento dell'articolazione. Per controllare il sistema viene usata una scheda programmata in Java; un convertitore D/A è impiegato poi per generare un segnale analogico che rappresenti la forza di riferimento da richiedere all'attuatore. Questo segnale è inviato poi ad un controllore analogico PD che si occupa di azionare l'attuatore.

Quest'ultimo fa parte dei così detti "*Series elastic actuator*" realizzati nell'ottica di un controllo in forza in retroazione. Come visibile dall'immagine sottostante, è costituito da due sottosistemi distinti che possono scorrere relativamente; uno è composto da un motore elettrico DC che aziona una vite a ricircolo di sfere con annessa chiocciola flangiata, l'altro comprende due piastre solidali a due barre, terminanti con l'attacco per il carico. Le piastre possono scorrere su due guide, solidali al motore, che vi passano

attraverso. Allo stesso modo la flangia è vincolata a scorrere su tali guide che la attraversano in corrispondenza di due boccole. Quando i due sottosistemi sono montati, la flangia della chiocciola si trova compresa tra le due piastre, alle quali è collegata tramite quattro molle di compressione. Un potenziometro lineare permette di leggere l'accorciamento delle molle e ricavare la forza erogata. Questa configurazione presenta molti più vantaggi rispetto all'equivalente con celle di carico al posto delle molle. Vi è infatti un maggiore adattamento al carico e la retroazione può contare su guadagni più alti e sull'assenza di rumore, favorendo la stabilità del sistema. La massima forza esprimibile dall'attuatore è di 1330 N, con una risoluzione di 4,4 N. La potenza di picco di 634 W, mentre quella erogabile in continuo è invece di 164 W. Queste prestazioni sono notevoli considerando il peso complessivo dell'attuatore lineare di solo 1,13 Kg.



**Fig. 1:** Attuatore dell'ortesi Roboknee. Sono visibili i due sottosistemi disassemblati di cui esso è costituita. Il motore CC aziona una chiocciola flangiata tramite vite a ricircolo di sfere. Essa, attraverso quattro molle muove il secondo sottosistema che, scorrendo rispetto al primo, va a muovere il carico a cui verrà incernierato.

L'algoritmo di controllo è molto semplice e si basa sul presupposto di amplificare la forza dell'utente, riducendo al contempo lo sforzo richiesto al quadricipite femorale dell'utilizzatore per estendere il ginocchio. Per raggiungere questo scopo viene calcolata la coppia richiesta al ginocchio tramite la misurazione della reazione vincolare col suolo, utilizzando la seguente relazione:

$$\vec{\tau} = \vec{R} * \vec{F}$$



Dove la coppia  $\vec{\tau}$  necessaria al ginocchio è data dal prodotto vettoriale della forza  $\vec{F}$  scambiata tra scarpa e terreno e del vettore  $\vec{R}$  congiungente il ginocchio ed il punto di applicazione di tale forza. Queste grandezze, tuttavia, non possono essere valutate in modo preciso. La reale direzione del vettore della reazione vincolare infatti non è misurabile, ma viene assunta essere verticale. Anche il vettore congiungente il punto di applicazione della reazione vincolare (sotto il piede) con il ginocchio non può essere definito in modo preciso. Infatti l'angolazione della caviglia non è nota. Per conoscere l'angolo di inclinazione di coscia e gamba rispetto alla verticale si sfrutta la lettura dell'angolo di flessione del ginocchio e si suppone che il calcagno sia sempre esattamente allineato sotto l'anca. Quindi il vettore  $\vec{R}$  risulta essere funzione dell'angolo di flessione del ginocchio e della lunghezza di *shank link* e *thigh link*. La coppia calcolata viene utilizzata poi per ricavare, geometricamente, la forza necessaria in corrispondenza dell'attuatore lineare. A seconda dell'assistenza necessaria si può decidere, tramite un fattore  $\alpha$ , variabile generalmente tra 0 a 1, che percentuale della forza calcolata richiedere all'attuatore. Con il valore di  $\alpha$  pari a 1, la forza erogata è massima, e teoricamente non dovrebbe essere richiesto alcuno sforzo da parte dell'utilizzatore. A causa delle semplificazioni fatte per il computo della coppia al ginocchio, il valore della forza calcolata può differire da quello realmente necessario di un 20%, in più o in meno. Per gli scopi di Roboknee tuttavia, questo errore è assolutamente tollerabile. Infatti i benefici percepiti dall'indossatore sono notevoli, anche con un contributo di potenza fornita dal tutore inferiore a quello che sarebbe necessario per far rilassare completamente il quadricipite femorale.

Roboknee ha dimostrato, nel corso di varie prove, di aumentare la forza e la resistenza dell'indossatore nel compiere attività faticose, come salire le scale o eseguire sollevamenti con carichi pesanti sulla schiena. Si è dimostrato efficace anche nella camminata in piano, presentando una minima resistenza nelle fasi in cui il piede non appoggia per terra (e quindi l'attuatore non eroga forza). Solo lo scendere le scale ha richiesto un minimo di adattamento da parte dell'utilizzatore, dal momento che l'ortesi annulla parzialmente l'effetto della gravità, utile per compiere quest'azione. Anche il comfort è buono: le superfici a contatto con la pelle, su cui si scaricano le forze, sono sufficientemente ampie ed il tutore risulta abbastanza leggero (meno di 3 Kg). L'autonomia energetica varia dai 30 ai 60 minuti, con un utilizzo intenso e può essere

migliorata con l'uso di batterie più performanti. Da precisare il fatto che le batterie non sono collocate sull'ortesi ma vengono trasportate dall'utente in uno zaino, per cui il loro peso può subire aumenti senza compromettere la comodità e di Roboknee.

Quest'ortesi ha dimostrato ai suoi creatori come sia possibile, anche con un dispositivo poco sofisticato e controllato con una strategia semplice, ottenere dei risultati soddisfacenti. Da questo punto di partenza, con successivi affinamenti, sarà possibile creare un apparecchio ancora migliore.

#### **1.4. Obiettivi del lavoro**

Il presente lavoro si pone come obiettivo l'ideazione, la progettazione e lo sviluppo teorico del prototipo di un tutore attuato, finalizzato all'assistenza dell'articolazione del ginocchio durante la deambulazione. Esso si vuole discostare dai dispositivi di assistenza alla camminata presenti in commercio per diversi aspetti. Innanzitutto, a differenza dei principali esoscheletri esistenti, esso comprende e attua solo un'articolazione, quella che maggiormente richiede sforzo ed energia ad un soggetto durante la camminata. Per alcune categorie di pazienti, la riduzione della forza muscolare richiesta per il movimento del solo ginocchio, sarà sufficiente per consentire una deambulazione più facile e di maggior durata. La soluzione del tutore è inoltre flessibile, in quanto esso può essere utilizzato da solo, per affiancare un singolo arto problematico, oppure in abbinamento ad un apparecchio gemello "speculare" per assistere anche il secondo arto. Il dispositivo non prevede un appoggio a terra per scaricare il peso proprio, come avviene invece nella maggior parte degli esoscheletri in commercio; per questo motivo la riduzione dei pesi al minimo sarà un obiettivo fondamentale. Gravare con un peso eccessivo su un arto già indebolito renderebbe infatti vano l'impiego dell'apparecchio. A differenza di molti dei dispositivi presenti sul mercato, dal prezzo elevato, esso si propone di essere accessibile ad un pubblico, anche privato, il più vasto possibile. Per questo motivo si è cercato, durante la progettazione, di evitare soluzioni troppo complesse costruttivamente o eccessivamente raffinate, cercando, dove possibile, di adottare componenti e parti disponibili in commercio. Per quanto riguarda il pubblico a cui ci si rivolge, vi è un ulteriore discostamento rispetto a quello della maggior parte degli esoscheletri ed ortesi robotizzate. Questi ultimi infatti sono rivolti principalmente a soggetti con disfunzioni neurologiche, nei quali, ad una fisiologica carenza muscolare, è associata una difficoltosa

o assente capacità di controllo dei muscoli stessi da parte del sistema nervoso. Il tutore in questione si propone invece di fornire una “forza extra” a quelle persone, prive di problemi neurologici, la cui muscolatura degli arti inferiori è insufficiente per permettere una normale deambulazione. Troviamo *in primis* gli anziani che, a causa dell’età avanzata, possono non aver la forza di alzarsi in piedi e di reggersi sulle gambe senza ausili esterni. Possiamo pensare a pazienti che, dopo un lungo periodo di immobilità, causato da malattie o degenze post operatorie, debbano ricominciare a camminare, con una muscolatura atrofizzata. È sufficiente infatti anche un periodo di poche settimane di immobilizzazione di un arto con gamba gessata, per rendere molto difficile il tornare a muovere i primi passi. Un dispositivo del genere potrebbe fornire un valido aiuto per la riabilitazione di tutte le persone che abbiano subito infortuni o traumi agli arti inferiori.

Il punto di arrivo finale del lavoro è la progettazione del prototipo del tutore ideato, con l’analisi, in dettaglio, tutti gli aspetti legati alla sua realizzazione. Esso sarà costituito sia da alcuni componenti scelti a catalogo (attuatore, sensori, batterie ecc.), sia da pezzi disegnati *ad hoc*. Oltre a questo, si vuole giungere alla proposta di una logica di controllo per governare il movimento dell’ortesi, che nella pratica si vorrebbe implementare sfruttando la piattaforma Arduino. L’apparecchio dovrà essere in grado di assistere l’utente nello svolgimento di alcune azioni. Per stabilire su quali di queste focalizzare l’attenzione si è deciso di prendere inizialmente come riferimento l’ortesi Roboknee, quella più vicina, almeno nella morfologia, all’oggetto del presente lavoro. Similmente a quest’ultima il tutore ha l’obiettivo di assistere la camminata dell’indossatore in piano e su terreni in pendenza, fino ad arrivare alla salita e alla discesa di scale, condizioni in cui la pendenza superabile sarà quella massima. Tuttavia non sarà necessaria una potenza tale da consentire il sollevamento di carichi pesanti, come permette invece Roboknee. Lo scopo infatti è esclusivamente quello di sostenere il peso dell’utente. Si è ritenuto inoltre opportuno fissare come requisito quello di permettere l’alzata e la seduta da una sedia; quest’operazione può essere utile soprattutto in caso di uso domestico, quando il paziente abbia intenzione di interrompere la camminata per riposarsi. Sarà necessario quindi che il tutore fornisca al ginocchio la coppia opportuna per svolgere quest’azione e che consenta di mantenere una posizione seduta senza costituire un intralcio. Roboknee invece, data la collocazione del suo attuatore, non permette di effettuare quest’operazione. L’autonomia energetica potrà essere modesta, dal momento che, per gli scopi che si prefigge l’apparecchio, anche un

utilizzo di durata relativamente limitata sarà più che sufficiente per pazienti anziani o convalescenti.

Per la definizione dei pezzi e dei componenti costituenti il prototipo ci si è calibrati pensando ad una sua ipotetica costruzione in ambito universitario. Questo significa che sono presenti alcuni vincoli da tenere in considerazione. Uno di questi è senz'altro dato dal *budget* da destinare ai componenti da comprare esternamente che, per ovvie ragioni, non può essere troppo elevato. Per quanto riguarda i pezzi appositamente disegnati e da fabbricare bisogna tenere conto invece delle caratteristiche delle attrezzature da laboratorio a disposizione. Si potrebbero riscontrare, ad esempio, limiti riguardanti i tipi di lavorazioni per asportazione di truciolo eseguibili. Questi vincoli possono influenzare i requisiti che il progetto iniziale si è imposto di rispettare. Per questo motivo, nella fase di definizione del prototipo, si potrà rendere necessario il ridimensionamento di alcuni dei punti fissati nella specifica tecnica all'inizio del progetto. Da ciò consegue che ad esso potranno essere apportate delle modifiche rispetto al progetto iniziale, nonostante le caratteristiche costruttive fondamentali rimarranno inalterate.

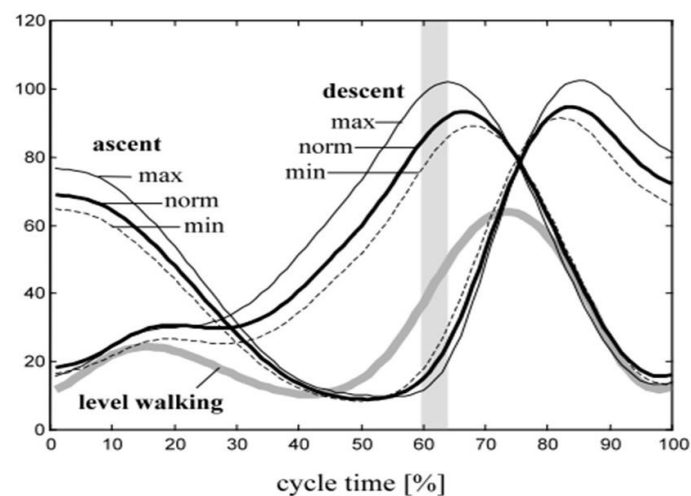
## **1.5. Stesura della specifica tecnica**

La specifica tecnica è il documento che sintetizza gli obiettivi che il progetto si propone, esposti al paragrafo precedente. Essa traduce concretamente, in termini di variabili fisiche misurabili e corrispondenti valori numerici, i requisiti che il tutore deve soddisfare. Alcune delle richieste formulate, quelle meno stringenti, possono anche essere espresse in modo qualitativo, purché siano ben definite. La principale funzione utile del dispositivo è quella di assistere l'utente nella camminata, fornendo all'articolazione del ginocchio una coppia di intensità opportuna nel tempo. Per scrivere la specifica tecnica è quindi necessario poter stabilire i valori delle forze che il dispositivo deve essere in grado di erogare sull'arto. Dalle informazioni raccolte sulle ortesi e sugli esoscheletri menzionati nei paragrafi precedenti non è stato possibile ricavare dati utili riguardo a questo. Sono solo stati riportati valori sulle prestazioni di alcuni attuatori, ma nulla riguardo le coppie necessarie al ginocchio durante il cammino nelle varie condizioni. Per questo motivo è stato necessario reperire dati più approfonditi sul ciclo del passo.

### 1.5.1. Il ciclo del passo

Il ciclo del passo è definito come l'intervallo temporale tra due successivi momenti di contatto dello stesso piede col terreno durante la camminata. L'inizio del ciclo corrisponde al primo contatto del tallone del piede (in posizione più avanzata) col suolo. All'interno di questo intervallo temporale si riconoscono due fasi: la fase di appoggio (*stance phase*) e la fase aerea (*swing phase*); la prima ha una durata che occupa circa tra il 59% e il 64 % del ciclo ed è suddivisa tra *stance phase* iniziale (0%-40%) e finale. Anche la *swing phase*, che occupa la restante parte del ciclo, è suddivisa nello stesso modo. Dati sulla coppia a livello del ginocchio e sul movimento delle articolazioni durante la camminata, sono stati reperiti dal lavoro svolto da Riener e dai suoi collaboratori [Riener et al. 2002]. Essi hanno compiuto rilevamenti su dieci soggetti maschi sani che sono stati fatti camminare su una scala strumentata, in grado di misurare le reazioni vincolari sui gradini. Tramite marcatori, posizionati sul corpo dei soggetti, ed un sistema di telecamere a infrarossi sono state registrate le traiettorie degli arti inferiori, in modo da poter ricavare grafici relativi agli angoli di flessione articolari durante il ciclo del passo, sia durante la salita che la discesa della scala. Attraverso un approccio di dinamica inversa sono stati ottenuti poi gli andamenti delle coppie agenti a livello delle articolazioni per effetto dei muscoli. Sono riportati nel loro studio anche i dati relativi alla camminata in piano, ricavati da lavori pregressi. Si riportano in seguito i grafici che riassumono i risultati da essi ottenuti, relativamente all'articolazione di nostro interesse.

#### Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio



**Fig. 2:** Andamento degli angoli di flessione dell'articolazione del ginocchio durante il ciclo del passo. All'angolo 0° corrisponde una completa estensione dell'arto.

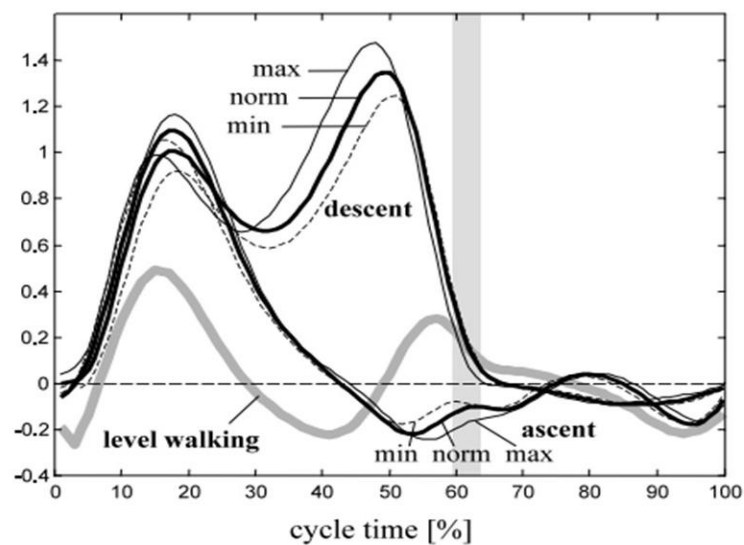
Queste curve sono state ottenute facendo percorrere ai soggetti esaminati la scala strumentata regolabile su tre diverse inclinazioni (24°, 32°, 42°, corrispondenti in figura rispettivamente alle indicazioni “min, norm, max”) sia in salita che in discesa; la banda grigia segna la divisione tra *swing phase* e *stance phase*. Dall’osservazione dei grafici si notano subito le notevoli differenze tra le traiettorie angolari dell’articolazione date dalle diverse inclinazioni del terreno. Nella camminata in piano il ginocchio subisce una modesta flessione durante la fase di appoggio, quando il peso del soggetto è scaricato a terra, per poi estendersi quasi completamente preparandosi alla flessione più marcata che si ha nella fase aerea. Nella percorrenza delle scale in salita (equivalente all’affrontare un pendio ripido), all’inizio del ciclo il piede si appoggia al gradino davanti al soggetto ed il ginocchio è in posizione flessa; esso poi si estende, quasi completamente, innalzando il corpo finché questo si trova esattamente sopra al gradino. Durante la successiva *swing phase* si assiste ad un movimento flessorio più rapido e che raggiunge angoli superiori, rispetto a quanto avviene nella camminata in piano; ciò è necessario per evitare che il piede collida col suolo mentre è sollevato da terra. La discesa di scale invece comincia col ginocchio in posizione estesa che, con la sua progressiva flessione accompagna il corpo nell’abbassarsi. Quando il piede si stacca da terra, all’inizio della fase aerea, l’articolazione ha già quasi raggiunto la flessione massima, con notevole anticipo rispetto a quanto avviene in piano e salita. La *swing phase* è quindi tutta occupata dal movimento estensivo necessario per consentire al piede di raggiungere il gradino successivo in posizione più bassa. Per quanto riguarda le durate del ciclo del passo nelle varie condizioni i valori medi sono riportati nella seguente tabella:

<b>Inclinazione terreno</b>	<b>Durata ciclo del passo (s)</b>
Salita 24°	1,40
Salita 32°	1,41
Salita 42°	1,47
Discesa 24°	1,20
Discesa 32°	1,19
Discesa 42°	1,22
Piano	1,11

**Tabella 1:** Durate del ciclo del passo medie, rilevate dai test eseguiti da Riener.

Si osserva, com'è logico, che la durata del ciclo del passo in salita è superiore rispetto a quella in piano, per via del maggiore sforzo richiesto. Anche la discesa ha una durata superiore rispetto alla camminata in piano, dal momento che si tratta di un'operazione che richiede un impegno psicofisico maggiore. Tuttavia, avvenendo con la gravità a favore, può essere eseguita più rapidamente rispetto alla salita.

### Andamento della coppia estensiva in corrispondenza del ginocchio



**Fig. 3:** Andamento delle coppie estensive sviluppate in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio durante il ciclo del passo. Le curve riportate rappresentano i valori relativi alla camminata in piano (*level walking*), alla percorrenza di scale in salita (*ascent*) ed in discesa (*descent*). Le inclinazioni della scala, indicate con “min”, “norm” e “max” si riferiscono rispettivamente a pendenze di 24°, 32°, 42°.

Le coppie estensive erogate dal ginocchio durante il ciclo del passo sono state rappresentate normalizzandole per il peso medio dei soggetti esaminati. L'unità di misura in ordinate è quindi espressa in  $N * m/Kg$ . Per tutte le condizioni di inclinazione del terreno si osserva come le coppie maggiori, prevalentemente estensive, siano presenti nella fase di appoggio. Nella salita e nella discesa esse superano di 2 o 3 volte quelle relative alla camminata in piano, visto che le escursioni angolari con relative accelerazioni e decelerazioni in gioco sono maggiori. Nella *stance phase* iniziale l'andamento della coppia estensiva è simile per salita e discesa, mentre vi è una profonda differenza nella *stance phase* finale: in salita essa decresce fino a cambiare di segno, mentre nell'altro

caso vi è un secondo picco. Questo è dovuto anche al fatto che, in questo momento, il ginocchio ha un angolo di flessione notevole se si è in discesa, mentre è quasi completamente esteso in salita, con ovvie conseguenze sulla coppia necessaria all'articolazione. Nella *swing phase* le coppie sono decisamente più basse e intervengono per smorzare l'oscillazione del moto della gamba, assimilabile a quello di un pendolo. Solo durante la salita è necessaria una coppia attiva all'inizio della fase aerea per poter ottenere una flessione del ginocchio tale da evitare il contatto col suolo (o col gradino successivo) nell'avanzamento.

### **1.5.2. Specifica tecnica e considerazioni**

È riportata in seguito la prima versione del documento contenente le specifiche tecniche. Si è scelto di suddividerle in tre categorie: funzioni utili, funzioni dannose e risorse impiegate dall'utente. Nella prima vengono elencati i requisiti che il progetto deve soddisfare per svolgere le funzioni per le quali viene concepito. Nella seconda categoria vi sono le specifiche volte a limitare le caratteristiche indesiderate dell'apparecchio ma comunque inevitabili. Le risorse impiegate dall'utente invece comprendono i requisiti connessi con un certo tipo di impegno richiesto all'utilizzatore. Al termine del documento sono espresse alcune considerazioni riguardanti i requisiti stabiliti.

#### **Specifiche tecniche**

##### **Funzioni utili**

- 1) Numero massimo di cicli del passo percorribili nell'unità di tempo, in piano, pari a 40 cicli/min. Il ciclo del passo è definito come l'intervallo di tempo tra due successivi istanti di contatto col terreno dello stesso piede (ci si riferisce al primo contatto del tallone). Tale ciclo è suddiviso in quattro fasi temporali: stance phase iniziale (0%-40%), stance phase finale (40%-60%), swing phase iniziale (60%-80%), swing phase finale (80%-100%).
- 2) Peso massimo dell'utilizzatore, sopportabile dal tutore, pari a 85 Kg.



3) Valore massimo della coppia passiva (contraria al senso di rotazione) generata dall'attuatore, in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio, pari a 90 N\*m. Questa coppia è necessaria nella stance phase, durante la discesa delle scale, quando la gamba in posizione più avanzata riceve il peso del corpo e ne rallenta la discesa. Nell'istante di coppia massima il ginocchio è flesso di 67°.

4) Valore massimo della coppia attiva (concorde al senso di rotazione) generata dall'attuatore, in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio, pari a 72 N\*m. Questa coppia è necessaria nella stance phase, durante la salita delle scale, quando la gamba in posizione più avanzata solleva il corpo. Nell'istante di coppia massima il ginocchio è flesso di 60°.

5) Tempo di autonomia energetica minimo pari a 30 minuti, camminando a 40 cicli/minuto, in piano e con utente del peso di 85 Kg.

6) Il tutore deve essere in grado di assistere l'utente, applicando all'articolazione una coppia opportuna (a seconda della fase del ciclo del passo), il più possibile sincronizzata e proporzionale a quella fornita dai muscoli dell'utilizzatore. Il tutore deve consentire di svolgere le seguenti azioni: camminare in piano ed in pendenza, salire e scendere le scale. Sono riassunti in seguito i valori di coppia necessaria all'articolazione per effettuare le operazioni menzionate.

6.1) Camminata in piano.

<b>Percentuale di avanzamento temporale del ciclo del passo</b>	<b>Coppia richiesta (utente di 85 Kg)</b>	<b>Angolo ginocchio</b>	<b>Note</b>
0%	-12 N*m	10°	
3%	-16 N*m	12°	Coppia massima negativa nella stance phase iniziale

15%	30 N*m	25°	Massima flessione nella stance phase iniziale e massima coppia positiva nella stance phase
42%	-13 N*m	10°	Massima coppia negativa nella stance phase finale, minima flessione nella stance phase
58%	17.8 N*m	30°	Massima coppia positiva nella stance phase finale
75%	0 N*m	62°	Massima flessione nella swing phase
95%	-12.5 N*m	10°	Minima flessione nella swing phase, massima coppia negativa nella swing phase

6.2) Percorrenza di scale in salita (equivalente ad un pendio di 42°).

<b>Percentuale di avanzamento temporale del ciclo del passo</b>	<b>Coppia richiesta (utente di 85 Kg)</b>	<b>Angolo ginocchio</b>	<b>Note</b>
0%	0 N*m	78°	Flessione massima nella stance phase
17%	72 N*m	60°	Massima coppia positiva nella stance phase
50%	-15 N*m	10°	Minima flessione nella stance phase
55%	-15 N*m	10°	Massima coppia negativa nella stance phase
80%	3 N*m	90°	Massima coppia positiva nella swing phase
85%	0 N*m	105°	Massima flessione nella swing phase
95%	-12 N*m	90°	Massima coppia negativa nella swing phase

6.3) Percorrenza di scale in discesa (equivalente ad un pendio di 42°).

<b>Percentuale di avanzamento temporale del ciclo del passo</b>	<b>Coppia richiesta (utente di 85 Kg)</b>	<b>Angolo ginocchio</b>	<b>Note</b>
0%	0 N*m	17°	
15%	60 N*m	28°	Massima coppia positiva nella stance phase iniziale
20%	53.5 N*m	30°	Massima flessione nella stance phase iniziale
28%	38.7 N*m	28°	
47%	89.2 N*m	67°	Massima coppia positiva nel ciclo
64%	0 N*m	102°	Massima flessione nel ciclo
85%	-6 N*m	38°	Massima coppia negativa nel ciclo
98%	-1.8 N*m	12°	Minima flessione nel ciclo

**Funzioni dannose**

- 1) Sporgenza massima del tutore rispetto alla superficie esterna dell'arto pari a 15 mm, nell'area posteriore della coscia e del polpaccio.
- 2) Ingombro del tutore ridotto al minimo nell'area anteriore della coscia.
- 3) Tensione di alimentazione massima delle utenze elettriche pari a 24 Volt.

**Risorse impiegate dall'utente**

- 1) Peso del tutore, comprensivo di batterie e attuatore non superiore a 4 Kg.

Il primo requisito della specifica tecnica annoverato tra le funzioni utili, indica la velocità di camminata massima in piano che verrà consentita dal tutore. Il valore stabilito è stato scelto in base ad una durata temporale del ciclo del passo che si è ritenuta idonea per le

persone a cui l'apparecchio è rivolto, pari a 1,5 secondi. Si tratta di un intervallo leggermente superiore a quello rilevato dagli studi di Riener, riferito a soggetti giovani e sani. Questo tempo, che corrisponde appunto a compiere 40 cicli completi del passo in un minuto con la gamba assistita da tutore (quindi ottanta passi al minuto), consente una velocità di deambulazione più che sufficiente per soggetti anziani o reduci da infortuni.

Il peso massimo dell'utente sopportabile dal tutore, dichiarato nel secondo requisito, è stato fissato per poter determinare le coppie massime da erogare in corrispondenza dell'articolazione. Esse sono indicate nel terzo e nel quarto requisito, dove è anche specificato se si tratta di coppie attive o passive. Sono state calcolate utilizzando i grafici mostrati al paragrafo precedente: i valori massimi del momento estensivo normalizzati (che si hanno nella *stance phase* durante la salita e la discesa di scale) sono stati moltiplicati per il peso massimo dell'indossatore. Il valore ottenuto è stato poi scalato al 70%. Non serve infatti che il tutore fornisca dall'esterno tutta la coppia necessaria al ginocchio: una parte di questa verrà sviluppata dal paziente stesso.

Il quinto requisito, relativo all'autonomia energetica, è stato formulato prendendo in considerazione due aspetti. Innanzitutto una camminata della durata di mezz'ora è sufficiente per gli utenti a cui il dispositivo è destinato. Infatti, date le loro condizioni fisiche, essi potrebbero affaticarsi abbastanza rapidamente, rendendo inutile la necessità di una maggiore riserva energetica, con conseguenti aumenti di peso da trasportare. Inoltre si è preso come parametro di confronto l'autonomia energetica dell'ortesi Roboknee (pari a circa mezz'ora di utilizzo intenso), essendo un dispositivo simile all'oggetto del presente lavoro.

Il sesto requisito riassume, per ogni condizione di camminata, la coppia necessaria nelle fasi principali del ciclo del passo. I valori riportati, con i relativi angoli di flessione del ginocchio corrispondenti, sono anch'essi stati ricavati dai grafici del paragrafo precedente e sono sempre relativi ad un utente di 85 Kg. Anche in questo caso le coppie indicate sono pari al 70% di quelle sviluppate dall'articolazione di un soggetto sano di questo peso durante la camminata. Si è stabilito che il tutore debba essere in grado di garantire in ogni momento del ciclo del passo (sia esso in piano, salita o discesa) al massimo questa percentuale della coppia totale richiesta (valida per un utente del peso massimo). Potrà poi essere deciso, in fase di elaborazione della strategia di controllo, di richiedere al tutore un supporto anche minore di quanto stabilito nella specifica, a seconda di varie condizioni: peso dell'utente, fase del ciclo del passo in cui ci si trova e azione che si sta

eseguendo. Ad esempio, nei momenti in cui è necessaria una coppia al ginocchio bassa (come nella fase aerea) questa potrebbe essere fornita completamente dall'utente senza il bisogno di alcun intervento esterno. Bisogna fare un'ulteriore considerazione riguardo ai grafici delle coppie riportati dagli studi di Riener: essi sono riferiti a cicli del passo che hanno durate ben precise, riportate nella tabella al paragrafo precedente. La durata dei cicli del passo per il tutore oggetto del lavoro sarà tuttavia maggiore, per ogni condizione di camminata, ragion per cui i valori delle coppie saranno leggermente diversi. Dal momento che, con una camminata più lenta, le accelerazioni degli arti inferiori e del corpo sono minori, vi saranno conseguentemente anche coppie più basse. Tuttavia è stato scelto di prendere comunque come riferimento i valori riportati da Riener in un'ottica di sovrastima delle coppie da richiedere all'apparecchio.

Il primo requisito relativo alle funzioni dannose, riguarda gli ingombri del tutore. La sporgenza massima dell'apparecchio nella parte posteriore dell'arto è stata fissata in modo da permettere all'utilizzatore di potersi sedere con il dispositivo indossato. Il valore stabilito consente lo spazio per il sistema di allacciamento della parte strutturale del tutore con la gamba (fasce o cinghie imbottite), ed ha lo scopo di evitare la presenza di altri componenti strutturali più ingombranti in quella zona, che impedirebbero la seduta.

Il secondo invece, di natura qualitativa, si propone di contenere gli ingombri il più possibile nella parte anteriore della coscia, in modo da permettere all'utente di rimanere in posizione seduta con le gambe sotto un tavolo o ad una scrivania. In questa zona è possibile che siano presenti parti più ingombranti del tutore (parti strutturali, elettriche o componenti dell'attuatore).

Il requisito sulla massima tensione di alimentazione dei componenti elettrici è stato posto in quanto la presenza di tensioni elevate a stretto contatto col corpo dell'utente potrebbe costituire un potenziale rischio. Questo vincolo non costituisce comunque una grossa limitazione per il progetto della parte elettrica; date le potenze in gioco in un'applicazione del genere infatti, non sarebbero necessarie tensioni maggiori.

L'unico requisito menzionato sotto la voce "risorse impiegate dall'utente" riguarda il peso massimo consentito al tutore. La risorsa richiesta all'utilizzatore è una certa quota di energia per trasportare un peso "extra" vincolato ad un arto durante la camminata. La soglia massima è stata fissata pari a 4 Kg in base a considerazioni fatte su alcuni degli apparecchi descritti in questo capitolo. È ancora una volta stato preso come riferimento

Roboknee, che ha un peso di circa 3 Kg senza batterie (esse sono alloggiare in uno zaino indossato dall'utente). Si è stabilito un limite superiore di un Kg a questo valore per far fronte, sia alla differente conformazione del tutore (con possibilità di masse superiori), che alla presenza delle batterie. Esse infatti saranno integrate nell'ortesi, in modo da avere maggiore compattezza. Le batterie del prototipo esoscheletrico della Vanderbilt University ad esempio, hanno un peso di 620 g e consentono un'autonomia di circa un'ora. Considerando che il tutore di questo progetto attua solo un'articolazione invece che quattro, esse potranno essere ben più leggere, rendendo il requisito sul peso massimo un obiettivo raggiungibile.

Le specifiche tecniche, seppur sufficientemente complete, potranno essere oggetto di eventuali integrazioni, successive al lavoro di analisi brevettuale che verrà esposto nel capitolo seguente.

## **2. Analisi brevettuale**

Questo capitolo è composto da due paragrafi. Nel primo viene riassunta l'attività di ricerca brevettuale riguardante dispositivi simili a quello oggetto di questo lavoro. Vengono poi analizzati i risultati ottenuti valutando se la cumulata dei brevetti negli anni è riconducibile ad una curva di crescita logistica. Nel secondo paragrafo si opera una classificazione dei dispositivi descritti nei vari brevetti trovati, al fine di individuare se vi sono caratteristiche costruttive dominanti. I risultati vengono tenuti in considerazione per quanto riguarda le scelte progettuali inerenti il tutore e per l'integrazione della specifica tecnica con alcuni requisiti aggiuntivi.

### **2.1. Ricerca brevettuale**

I brevetti costituiscono la più ricca fonte di informazioni riguardo invenzioni di tipo tecnico, industrialmente sfruttabili. Si stima infatti, che circa l'80% delle nozioni contenute in questi documenti non sia disponibile altrove, rendendoli una preziosa risorsa per arricchire il patrimonio tecnico comune. Una gran parte delle soluzioni adottate in molti settori produttivi, sia a livello di prodotto che di processo, è frutto di invenzioni che sono state brevettate. Per questi motivi si è deciso di sfruttare questo mezzo prima di intraprendere la progettazione del tutore attuato. Lo scopo che si vuole ottenere esaminando dispositivi simili a quello oggetto del presente lavoro, è quello di trarre eventuali spunti e al tempo stesso evitare di adottare soluzioni identiche a quelle che sono già state ideate.

#### **2.1.1. Impostazione della ricerca e risultati**

Ogni documento brevettuale ha una struttura ben precisa che ne consente l'identificazione e la classificazione, fornendo la base di partenza su cui impostare un'attività di ricerca. Nella prima pagina di un brevetto sono presenti una serie di dati, tra cui: il titolo, il numero del brevetto (codice identificativo comprensivo di sigla dello stato in cui esso è stato depositato), l'inventore, il proprietario dell'invenzione (*applicant*), la classe brevettuale di appartenenza, la data di pubblicazione e altre informazioni rilevanti. È presente inoltre un *abstract* in cui è presentata brevemente l'invenzione. Il contenuto del documento

comprende, oltre alla descrizione dell'oggetto con annessi disegni, le rivendicazioni, che ne costituiscono la parte legale. Con esse vengono dichiarati tutti gli aspetti originali dell'invenzione che si desiderano tutelare.

Per svolgere un'attività di ricerca brevettuale è possibile utilizzare diversi portali disponibili *on line*, in cui la ricerca dei documenti d'interesse viene effettuata impostando alcuni criteri di selezione. Essi possono essere basati sui alcuni dei dati identificativi prima presentati, oppure su parole chiave presenti nel titolo, nell'*abstract* o nelle rivendicazioni. Ogni portale offre la possibilità di impostare i criteri di selezione con diverso livello di dettaglio e di attingere da *database* di brevetti più o meno vasti ed aggiornati. Tra le diverse possibilità è stato scelto il motore di ricerca *Orbit.com* che consente, oltre a selezionare in modo dettagliato i criteri di ricerca, di effettuare analisi di tipo statistico sui brevetti trovati. Si è proceduto quindi ad effettuare una ricerca su ortesi attuate per ginocchio ed esoscheletri per arti inferiori. Il processo per trovare brevetti inerenti a ciò che si sta cercando è di tipo iterativo. Si impostano inizialmente alcune parole chiave che si vuole siano presenti nell'*abstract* o nel titolo, e si selezionano le classi brevettuali che si ritengono essere più appropriate per il tipo di dispositivo in questione. Per quanto riguarda quest'ultimo aspetto, si fa riferimento al sistema di classificazione internazionale IPC (*International Patent Classification*), che divide i brevetti in otto macro sezioni a loro volta suddivise in classi, sotto-classi e gruppi. Molti dei risultati ottenuti con la prima ricerca possono essere incoerenti con ciò che ci si aspetta di trovare. Si procede esaminando i brevetti più idonei presenti tra questi, verificando se nei titoli o nell'*abstract* vi siano parole chiave ricorrenti più pertinenti. Similmente si esaminano le classi e sotto-classi di appartenenza, per controllare se essi risultino collocati anche in classi diverse da quelle selezionate ad inizio ricerca. Si effettuano poi ulteriori ricerche affinando via via le parole chiave (si tratta in realtà di stringhe formate da parole e da connettori logici AND, OR, NOT) e le classi da cui attingere, finché non si arriva ad ottenere un numero limitato di brevetti coerenti. È possibile inoltre, per restringere la ricerca, scegliere un periodo temporale definito relativo alle date rilevanti (data di pubblicazione, data di primo deposito del brevetto ecc.), così come selezionare solo gli *applicant* di interesse.

Dopo varie iterazioni si è giunti a definire dei criteri di ricerca soddisfacenti in grado di fornire come *output* dei brevetti coerenti con quanto ricercato ed in numero relativamente ridotto. Si riportano in seguito i vari campi impostati per la ricerca definitiva:



<i>Title, abstract, claim</i>	<i>(orthosi* OR exoskeleton* OR device* OR brace*) AND knee* AND (motor* OR actuat* OR generat*)</i>
<i>IPC class</i>	A61H1 OR A61H3 OR B25J13 OR A61F2 OR A63B23 OR A61F5
<i>Priority date from</i>	1/1/2004
<i>Patent published in</i>	US, WO, EP
Numero brevetti trovati	251

**Tabella 2:** Criteri di ricerca definitivi per l'analisi brevettuale.

Gli asterischi presenti al termine delle parole chiave (da ricercare all'interno di titolo, rivendicazioni ed *abstract*) permettono di considerare automaticamente anche tutti i suffissi possibili per completare i termini (ad esempio “*actuat\**” comprende i termini derivati: “*actuator, actuate, actuated*”). Le classi IPC considerate si riferiscono alle seguenti tipologie di invenzioni:

A61H1	Apparatus for passive exercising; Vibrating apparatus; Chiropractic devices, e.g. body impacting devices, external devices for briefly extending or aligning unbroken bones
A61H3	Appliances for aiding patients or disabled persons to walk about.
B25J13	Controls for manipulators.
A61F2	Filters implantable into blood vessels; Prostheses, i.e. artificial substitutes or replacements for parts of the body; Appliances for connecting them with the body; Devices providing patency to, or preventing collapsing of, tubular structures of the body, e.g. stents
A63B23	Exercising apparatus specially adapted for particular parts of the body.
A61F5	Orthopaedic methods or devices for non-surgical treatment of bones or joints

**Tabella 3:** Classi IPC selezionate per la prima ricerca brevettuale.

La *priority date* impostata permette di selezionare solo i brevetti la cui data di primo deposito è posteriore a quella indicata. Si è scelto di esaminare solo i brevetti degli ultimi

undici anni in modo da ottenere invenzioni abbastanza attuali a livello tecnologico. Infine, per quanto riguarda i paesi di deposito, sono stati selezionati solo i brevetti statunitensi (US), europei (EP) e quelli appartenenti alla *World Organization* (WO). Si sottolinea che uno stesso brevetto può essere depositato in più paesi e presso più organismi internazionali (come ad esempio la *World Organization*).

La ricerca così impostata ha prodotto come risultato 251 brevetti, tra i quali sono stati selezionati quelli aventi come oggetto dispositivi di assistenza alla camminata il più simili possibile a quello che si vuole progettare. Per evitare il rischio di escludere dalla ricerca brevetti significativi si è accettato il fatto di ottenere, tra i risultati, anche documenti non perfettamente allineati con l'obiettivo, che sono stati esaminati singolarmente e scartati. Si è poi effettuata una seconda ricerca mantenendo gli stessi criteri di quella precedente ma con *priority date* a partire dal 1/1/1960. Essa è stata svolta singolarmente per le classi A61H3, A61F2, A61F5, e A61H1. Le altre classi sono state scartate perché davano risultati non sempre coerenti. L'obiettivo di questa seconda ricerca è infatti quello di recuperare brevetti strettamente inerenti a dispositivi come quello di nostro interesse, esaminando come il numero di queste pubblicazioni è cresciuto negli ultimi decenni. Si riporta il numero di risultati relativo ad ogni classe.

A61H3	73
A61F2	77
A61F5	181
A61H1	82
<b>Brevetti totali</b>	413

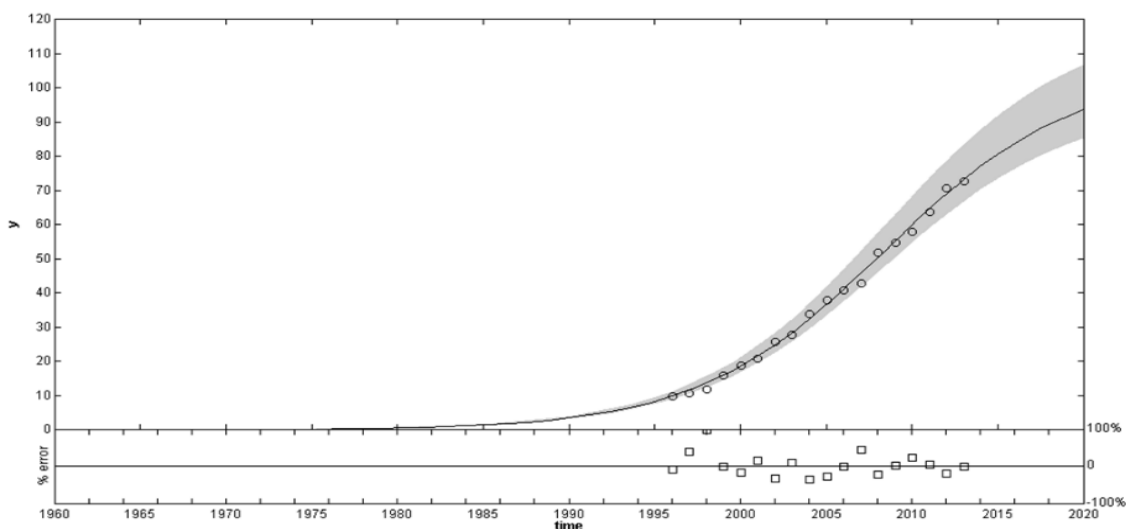
**Tabella 4:** Numero di brevetti trovati per ogni classe nella seconda ricerca brevettuale.

### 2.1.2. Curve logistiche

I risultati di questa seconda ricerca sono stati utilizzati per verificare se la cumulata nel tempo dei brevetti pubblicati anno per anno, separatamente per ogni classe, avesse un andamento vicino ad una curva logistica. Questo tipo di funzione, chiamata anche “curva ad S”, viene utilizzato non solo per descrivere la crescita di alcune popolazioni nel tempo (ad esempio in biologia), ma anche in ambito economico per illustrare la crescita e

l'evoluzione di una certa tecnologia o innovazione. A seconda del punto della curva in cui una particolare tecnologia si trova in un determinato tempo, è possibile capire in quale fase del suo processo di crescita essa si trovi. La parte iniziale della curva rappresenta l'infanzia in cui la diffusione è ancora lenta, segue poi una crescita esponenziale che è però destinata a rallentare progressivamente fino ad arrivare alla maturità (saturazione), in cui non vi è più alcun aumento. In questa fase può prender piede una nuova tecnologia emergente in grado di sostituire quella precedente. In sostanza, grazie alle curve ad S, è possibile, attraverso l'estrapolazione dei dati noti, prevedere quale sarà il *trend* di crescita. Chiaramente non tutte le tecnologie hanno un andamento che si presta ad essere ricondotto ad una funzione del genere. Si è proceduto quindi a verificare, tramite il *software* di estrapolazione logistica "LogletLab", se la cumulata anno per anno dei brevetti trovati a partire dal 1960 fosse riconducibile a questo tipo di curva. In questo modo è possibile capire in che fase del loro sviluppo si trovino i dispositivi di assistenza alla camminata simili a quello del presente lavoro. Si riportano i risultati ottenuti per ogni classe.

### Classe A61H3

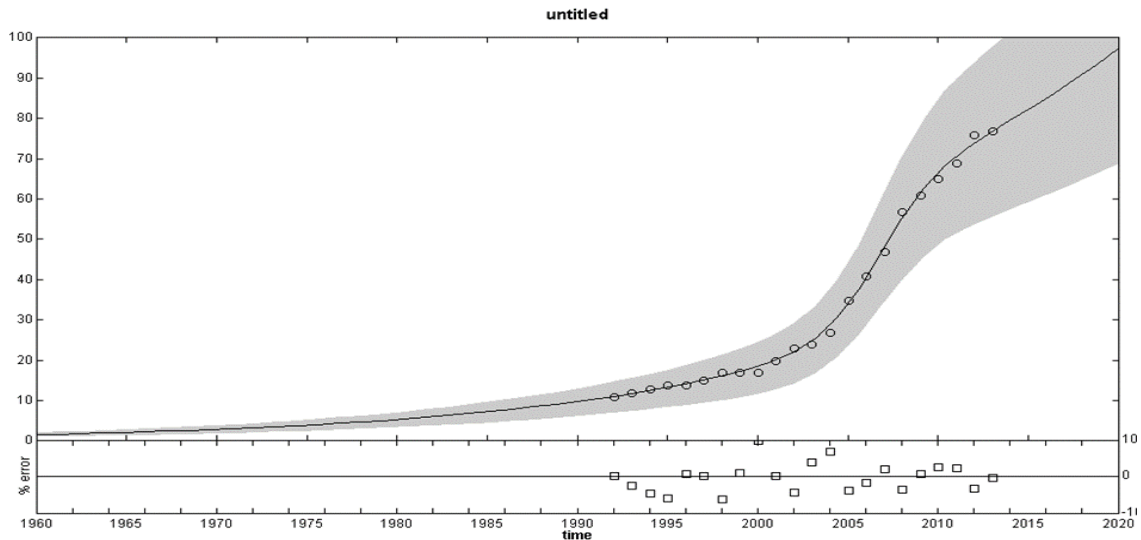


**Fig. 4:** Estrapolazione della curva logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61H3.

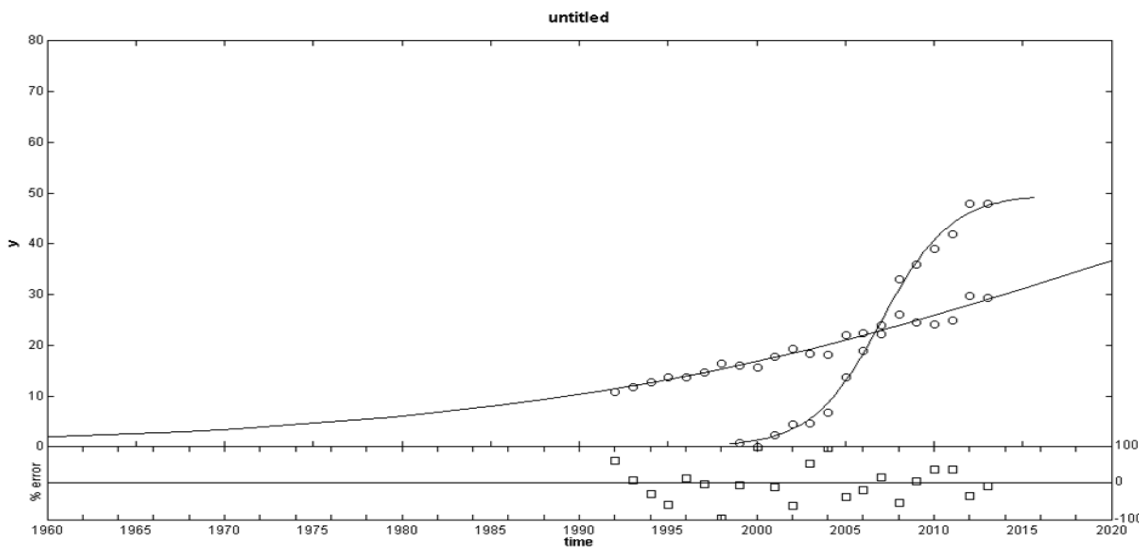
Per i brevetti relativi a questa classe si nota che la curva logistica fornisce un' approssimazione soddisfacente. Si osserva come il punto medio della curva sia stato superato, indice che la tecnologia sia già in fase di rallentamento della sua crescita e prosegua verso la saturazione. Il valore asintotico stimato a cui la curva tende è di 105 brevetti (contro i 73 attuali), segno che potranno esserci ulteriori innovazioni ma con un ritmo che diverrà via via più lento. Questo può essere indice del fatto che il bisogno da

parte della collettività, relativo ai dispositivi di ausilio alla camminata raccolti in questa classe, è già stato in buona parte soddisfatto.

### Classe A61F2



**Fig. 5:** Estrapolazione curva bi-logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61F2

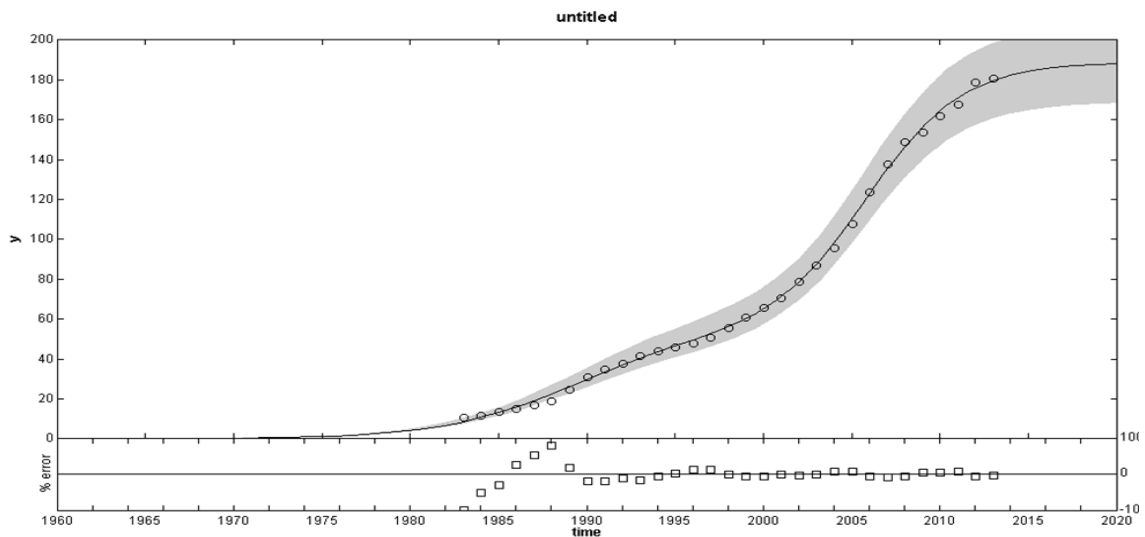


**Fig. 6:** Estrapolazione delle curve logistiche che costituiscono la cumulata dei brevetti della classe A61F2.

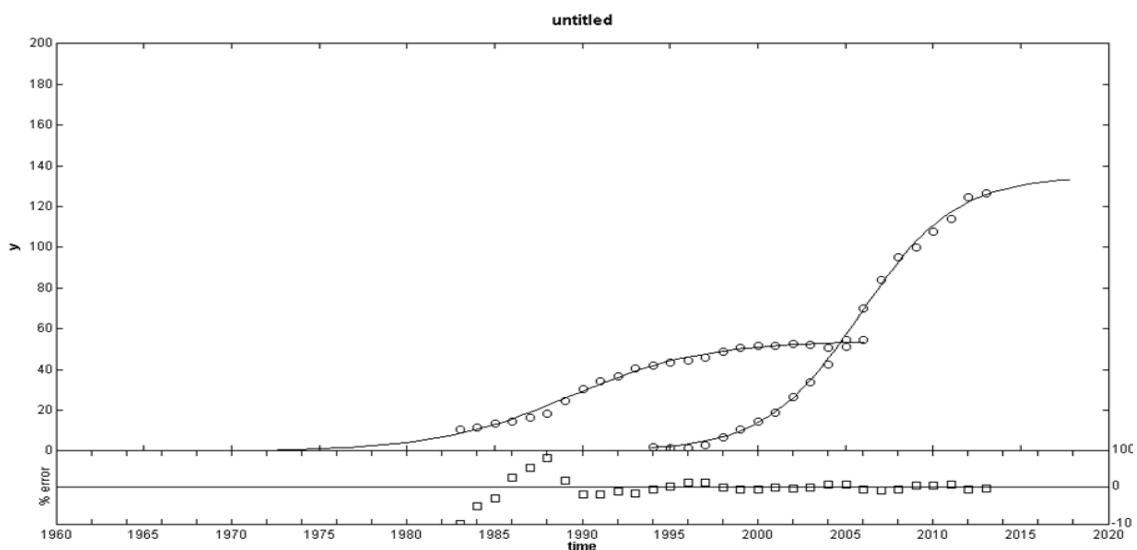
Si nota che l'andamento relativo a questa classe è di tipo bi-logistico. La cumulata dei brevetti è composta dalla somma di due curve ad S. La prima di queste è nella fase di crescita di tipo esponenziale, seppur lenta. La seconda curva logistica, con uno sviluppo molto più rapido, è iniziata e terminata nel giro di 15 anni ed è ora giunta a saturazione. I brevetti ottenuti in questa classe, coi criteri di ricerca impostati, riguardano non solo tutori/esoscheletri ma anche protesi per arti inferiori. Esaminando i vari documenti si è

riscontrato come la seconda curva ad S sia dovuta alla rapida diffusione che hanno avuto sensori di diverso tipo (accelerometri, giroscopi, sensori di pressione, elettrodi elettromiografici) su apparecchi del genere. Attualmente sembra che tutti i tipi di sensori applicabili su questi dispositivi siano già stati sperimentati, portando la curva a saturazione. La prima curva, ancora in piena fase di crescita, sembra invece inerente ai sistemi di controllo che non sono ancora giunti alla maturità. In particolare riferimento ai brevetti più recenti, si nota infatti come le strategie di controllo proposte per governare i movimenti di ortesi attuate ed esoscheletri risultino sempre differenti da un documento all'altro, segno che si sta assistendo a continue innovazioni.

### Classe A61F5



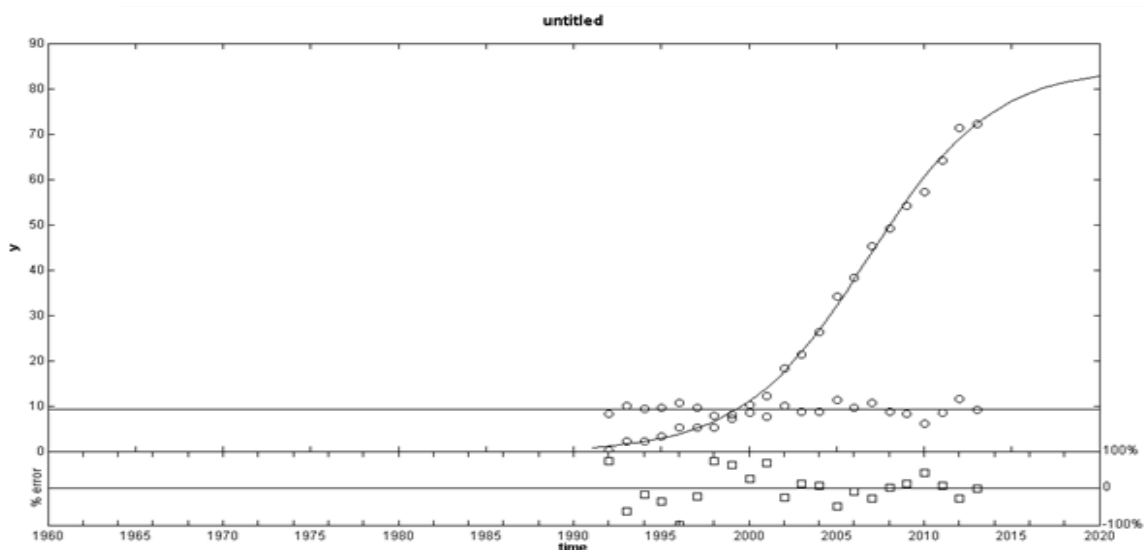
**Fig. 7:** Estrapolazione della curva bi-logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61F5



**Fig. 8:** Estrapolazione delle curve logistiche che costituiscono la cumulata dei brevetti della classe A61F5.

La cumulata dei brevetti di questa classe è approssimata in modo soddisfacente da una curva bi-logistica. Le due curve ad S da cui essa è composta, entrambe giunte a saturazione, risultano solo parzialmente sovrapposte. Questo comportamento si riscontra in molti settori nei quali, quando una tecnologia si avvicina alla sua maturità, essa viene sostituita da una nuova emergente. Questa classe, con le parole chiave utilizzate, dà come risultati esclusivamente documenti riguardanti ortesi e tutori. Si è arrivati a concludere, esaminando i vari brevetti, che la prima curva si riferisce a dispositivi non attuati, che ormai hanno raggiunto la maturità (si pensi ai tutori ortopedici e ginocchiere presenti in commercio: essi non hanno subito innovazioni significative negli ultimi 15-20 anni). La seconda curva invece riguarda dispositivi attuati, simili a quello che si vuole progettare. Anche la loro evoluzione sta quasi giungendo al termine. Quest'indicazione è utile ai fini del presente lavoro: ci comunica infatti che le innovazioni in questo campo si stanno esaurendo, per lo meno riguardo la struttura meccanica. Come invece è risultato dall'esame della classe A61F2, a livello di controllo c'è ancora possibilità di fare passi avanti.

### Classe A61H1



**Fig. 9:** Estrapolazione della curva logistica per la cumulata dei brevetti della classe A61H1.

La cumulata dei brevetti per questa classe non ha un vero e proprio andamento logistico. Vi è una curva ad S sovrapposta ad una funzione piatta costante (assimilata dal software ad una seconda curva logistica “appiattita”). I risultati ottenuti con la ricerca riguardano sia ortesi ed esoscheletri attuati che dispositivi per esercizi passivi degli arti inferiori. Questa seconda categoria è responsabile del contributo temporale costante (infatti oltre ad un certo anno non sono più presenti pubblicazioni nuove inerenti a questi apparecchi),

mentre la curva logistica vera e propria riguarda i dispositivi inerenti questo lavoro. Anche in questo caso ci si sta avvicinando alla saturazione, come riscontrato nell'esame della classe A61F5.

In definitiva, dall'esame complessivo su queste quattro classi, si può concludere che il numero di brevetti annuali riguardanti gli oggetti di nostro interesse sta diminuendo, sebbene non si sia ancora arrivati alla completa maturità. C'è quindi ancora spazio per qualche miglioramento o innovazione che, però, diventano sempre più rare.

## **2.2. Analisi brevetti**

Tra i 251 brevetti trovati con la prima ricerca (con *priority date* al 1/1/2004), sono stati selezionati quelli più strettamente coerenti col progetto in questione e di maggior interesse. Come risultato si sono ottenuti 27 documenti inerenti ortesi attuate ed esoscheletri per arti inferiori. Si è effettuata un'analisi di questo materiale con lo scopo di trarre eventuali spunti per la progettazione del dispositivo e allo stesso tempo per evitare di ideare un tutore uguale a qualcosa di già esistente.

### **2.2.1. Criteri di classificazione e analisi soluzioni dominanti**

Tutti i brevetti sono stati esaminati e classificati secondo alcuni criteri che si sono ritenuti rilevanti:

**Attuazione:** intesa come tutti i dispositivi preposti all'erogazione di forze o coppie sia passive che attive.

**Sensori:** numero e tipo di sensori installati sull'apparecchio.

**Controllo:** criterio sui quali è basato il controllo del sistema di attuazione.

**Trasmissione:** organi destinati a trasmettere il moto dal sistema di attuazione all'articolazione del ginocchio da movimentare

**Funzionamento:** descrizione del modo in cui il sistema di attuazione trasmette il moto.

Dalla classificazione si è riscontrato che i primi tre campi presentano soluzioni spesso condivise da più brevetti. Per quanto riguarda il quarto campo, quasi tutte le invenzioni adottano una trasmissione strutturata in modo diverso; talvolta gli organi costituenti sono condivisi da più brevetti ma i loro abbinamenti risultano differenti. In alcuni casi il tipo

di trasmissione è lo stesso ma cambia l'attuatore, rendendo ogni brevetto distinto dagli altri anche per quanto riguarda il funzionamento. Per trarre quindi delle conclusioni su quali siano le soluzioni più utilizzate si è deciso di escludere le ultime due categorie. Si sono prese in considerazione le tre restanti e, per ogni tipo di attuazione, sensore e controllo presente, sono stati contati i brevetti che sfruttano quella particolare soluzione. Da segnalare che per un numero limitato di brevetti non sono menzionati i tipi di sensori utilizzati o la logica di controllo. Si riportano nelle seguenti tabelle i risultati ottenuti:

<b>Attuazione</b>	<b>Numero brevetti</b>
Motori elettrici CC	11
Attuatori idraulici lineari	3
Attuatori elettrici lineari	3
Smorzatori idraulici lineari	2
Motori elettrici+molle ad elica	2
Muscoli artificiali (gas in pressione)	2
Smorzatori elettroreologici rotativi+attuatori lineari magnetici	1
Motore elettrico+smorzatore idraulico rotativo	1
Molle pneumatiche	1
Molle tradizionali	1

**Tabella 5:** Classifica degli attuatori utilizzati

<b>Sensori</b>	<b>Numero brevetti</b>
Sensori di pressione/contatto	10
Potenzimetri rotativi (o affini)	8
Giroscopi	7
Accelerometri	6
Encoder	5
Potenzimetri lineari (o affini)	2
Elettrodi (EMG)	2
Sensori di distanza ottici	1
Estensimetri	1

**Tabella 6:** Classifica dei sensori utilizzati



Per quanto riguarda i tipi di logica di controllo utilizzata sono state individuate cinque categorie emerse dall'esame dei documenti:

**Fase del *gait cycle*:** I sensori percepiscono in quale fase del ciclo del passo ci si trova e regolano l'intensità di intervento degli attuatori di conseguenza. Il sistema si regola in base al tipo di camminata impartito dall'indossatore.

**Traiettoria di riferimento:** L'apparecchio si muove seguendo una traiettoria preimpostata, indipendentemente dall'azione dell'utente.

**Controllo manuale da parte dell'utente:** L'utente stesso attraverso comandi manuali (ad esempio un *joystick*), governa i movimenti del dispositivo.

**EMG:** Gli attuatori vengono azionati in modo da fornire forze proporzionali ai segnali elettromiografici, rilevati da appositi elettrodi che registrano l'attività muscolare dell'indossatore.

**Forze di interazione uomo-macchina:** Vengono misurate le forze scambiate tra l'arto dell'utilizzatore e la macchina, in modo che, con algoritmi che cercano di minimizzarle, l'apparecchio segue i movimenti dell'indossatore opponendo la minima resistenza.

Si riportano i risultati ottenuti per quanto riguarda il metodo di controllo:

<b>Controllo</b>	<b>Numero brevetti</b>
Fase del <i>gait cycle</i>	17
Traiettoria di riferimento	3
Controllo manuale da parte dell'utente	3
EMG	2
Forze di interazione uomo-macchina	1

**Tabella 7:** Classifica delle strategie di controllo utilizzate

Da questi risultati si può osservare che, a livello di attuazione e di logica di controllo, vi sono delle soluzioni dominanti che trovano un maggiore impiego nelle invenzioni esaminate. Questi dati verranno tenuti in considerazione al momento di effettuare alcune scelte progettuali riguardanti il tutore che si vuole ideare. Per i sensori va sottolineato che, generalmente, su ogni dispositivo ve ne sono di più tipi diversi (per questo motivo la somma del numero di brevetti presenti nella tabella è maggiore di 27). Per questo si è deciso di identificare quali fossero gli abbinamenti tra sensori più utilizzati. Si è prodotta una tabella a doppia entrata in cui, per ogni possibile coppia di sensori, viene riportato il

numero di brevetti in cui la coppia in questione è presente. Inoltre è riportata, per ogni coppia, la percentuale dei brevetti in cui l'abbinamento è presente sui brevetti totali che contengono almeno uno dei due sensori che compongono la coppia. Per chiarire meglio: si considerino l'insieme delle invenzioni che contengono il sensore di tipo A e l'insieme di quelle che contengono il sensore B. Essi formeranno un insieme intersezione composto dai dispositivi che contengono entrambi i sensori. La percentuale è data dal rapporto tra il numero di elemento presenti nell'insieme intersezione ed il numero di quelli presenti nell'insieme unione di A e B. Questo dato è rilevante quanto il numero effettivo di brevetti presenti per ogni coppia. Si riporta la tabella sugli abbinamenti tra i sensori:

Numero di brevetti per coppia di sensori e percentuali.	Potenzionometri rotativi (o affini)	Giroscopi	Accelerometri	Encoder	Potenzionometri lineari (o affini)	Elettrodi (EMG)	Sensori di distanza ottici	Estensimetri
Sensori di pressione/contatto	5 (38%)	1 (6%)	1 (6%)	2 (25%)	1 (9%)	1 (9%)	1 (10%)	1 (10%)
Potenzionometri rotativi (o affini)		4 (36%)	4 (40%)	2 (18%)	2 (25%)	1 (11%)	0 (0%)	1 (12%)
Giroscopi			6 (85%)	2 (20%)	1 (12%)	1 (12%)	1 (14%)	0 (0%)
Accelerometri				2 (22%)	1 (14%)	1 (14%)	1 (17%)	0 (0%)
Encoder					1 (17%)	0 (0%)	0 (0%)	0 (0%)
Potenzionometri lineari (o affini)						0 (0%)	0 (0%)	1 (50%)
Elettrodi (EMG)							0 (0%)	0 (0%)
Sensori di distanza ottici								0 (0%)

**Tabella 8:** Abbinamenti tra sensori più utilizzati.

Le coppie più significative sono chiaramente quelle in cui è elevato sia il numero di brevetti che la percentuale (percentuali elevate ma con numeri di brevetti troppo bassi non hanno valore). L'abbinamento più utilizzato è costituito da giroscopi+accelerometri, che spesso costituiscono una piattaforma inerziale (chiamata IMU), in grado di misurare costantemente l'angolo di inclinazione della porzione di ortesi a cui è vincolata, rispetto ad una direzione fissa. Molto utilizzati insieme a questi due sensori vi sono anche i potenziometri rotativi, usati per misurare l'angolo di flessione delle articolazioni. I

sensori di pressione, sebbene siano i più utilizzati, superando accelerometri e giroscopi nella classifica in tabella 6, non si trovano spesso in abbinamento con questi. La scelta dei sensori dipende prevalentemente dal tipo di logica di controllo che si vuole attuare. È stato verificato che, nella maggior parte dei brevetti in cui il controllo è quello basato sulle fasi del *gait cycle* (in assoluto il più utilizzato), l'abbinamento di piattaforme inerziali e potenziometri rotativi è molto frequente.

Sulla base delle indicazioni fornite dalle precedenti tabelle, si può stabilire fin da ora che la strategia di controllo per il tutore oggetto del lavoro si baserà sull'analisi del *gait cycle* (con i relativi sensori), essendo la più collaudata e adatta allo scopo. Per quanto riguarda gli attuatori, sebbene il motore elettrico CC sia in cima alla classifica, si valuteranno anche le altre alternative prima di prendere una decisione, esaminando per ognuna i punti di forza e di debolezza.

### 2.2.2. Integrazione della specifica tecnica

Dall'attività di ricerca brevettuale sono emersi due brevetti che hanno fornito alcuni spunti ed informazioni per poter aggiungere dei requisiti alla specifica tecnica. Il primo documento (US2013/0245524), dal titolo "*Knee ankle foot orthosis*" ha come oggetto un ortesi per arti inferiori che è in grado di assistere l'indossatore nel raggiungimento della posizione eretta partendo da seduto. Anche per il tutore oggetto del presente lavoro ci si era posto questo tra gli obiettivi da raggiungere (come esposto al paragrafo 1.5), ma nella specifica tecnica non era stato inserito alcun requisito inerente al compimento di quest'azione. Il brevetto in questione riporta dei dati, ricavati con un test su diversi soggetti, sul valore della coppia di picco sviluppata dal ginocchio durante l'alzata. Si è perciò sfruttata questa fonte per aggiungere alla specifica tecnica, sotto la voce "funzioni utili", un settimo ed un ottavo requisito.

7) Il tutore deve essere in grado di assistere l'utente nel passaggio da posizione seduta a posizione completamente eretta. Si riportano i valori di coppia necessaria all'articolazione per effettuare quest'operazione:

Coppia richiesta (utente di 85 Kg)	Angolo assoluto coscia (rispetto alla verticale)	Posizione corrispondente
------------------------------------	--	--------------------------

55 N*m	90°	Utente seduto
48.2 N*m	60°	
38.9 N*m	45°	
18.7 N*m	20°	
5 N*m	0°	Utente in posizione eretta

8) Angolo di massima estensione dell'articolazione pari a 0° (femore e tibia allineati); angolo di massima flessione pari a 135°, presenza di un sistema di blocco meccanico per evitare di oltrepassare tali limiti.

Per quanto riguarda il settimo requisito, il valore della coppia massima necessario durante l'alzata, quando l'utente si trova ancora in posizione seduta (con cosce orizzontali), è stato tratto dal brevetto citato. Esso riporta il valore della coppia sviluppata al ginocchio (normalizzata per il peso corporeo) per ognuno dei dieci soggetti su cui è stato effettuato il test. Si è tenuto in considerazione tra questi, il valore della coppia normalizzata più alto, che è stato poi moltiplicato per il peso massimo permesso all'utente (pari a 85 Kg, da specifica tecnica). Il risultato è stato poi scalato al 70%, come fatto per i valori di coppia dei requisiti 6.1, 6.2, 6.3 sotto la voce "funzioni utili", dal momento che al tutore non è richiesto di sviluppare tutta la coppia necessaria. Si sono ottenuti così i 55 N\*m riportati in tabella. Gli altri valori sono stati stimati a partire da considerazioni sull'equilibrio statico di un utente di 85 Kg in diverse posizioni comprese tra quella seduta e quella eretta (ad angoli di inclinazione della coscia rispetto alla verticale pari a quelli indicati in tabella). Si è fissata una coppia minima (pari a 5 N\*m) da mantenere a posizione eretta ormai raggiunta, per evitare che le ginocchia dell'utente si flettano sotto al peso corporeo, facendolo ritornare nella posizione di partenza. L'ottavo requisito stabilisce il *range* di estensione angolare permesso al tutore. Esso è direttamente connesso alla possibilità di effettuare l'operazione di alzata: ad inizio manovra è necessario infatti che le ginocchia siano flesse di 135°, affinché l'indossatore possa mantenere l'equilibrio al momento del distacco dal piano di seduta. Dei blocchi meccanici sono necessari come sicurezza in caso di guasto al sistema di controllo, qualora l'attuatore cercasse di portare l'articolazione oltre i limiti fisiologici.

Il secondo brevetto, a cui si accennava precedentemente, è stato trovato con la prima ricerca effettuata. Si tratta del documento US2013/0018293, intitolato "*hinge for knee*

*joint orthoses, knee joint prostheses and/or brace*". Esso non è annoverato tra i 27 documenti oggetto della classificazione, dal momento che non descrive un tutore attuato ma solo una soluzione per quanto riguarda la costruzione dello snodo a livello dell'articolazione. Esso è realizzato in modo da riprodurre fedelmente il movimento naturale del ginocchio, che è solo in prima approssimazione assimilabile ad una cerniera. La flessione del ginocchio umano è vicina ad una rotazione semplice solo per i primi 30° a partire dalla posizione di completa estensione; successivamente il centro di rotazione trasla leggermente, seguendo una traiettoria rettilinea, con un movimento roto-traslatorio. Il giunto articolare illustrato nel presente brevetto è fatto in modo tale da consentire questa cinematica. Il vantaggio che si avrebbe adottando una soluzione simile è quello di ottenere un movimento armonico tra tutore e arto del paziente, senza che vi siano sfregamenti tra la superficie della gamba e le parti del tutore preposte ad avvolgerla. Si eviterebbe anche di stressare l'articolazione stessa dell'indossatore con un movimento innaturale. Si è deciso di prendere spunto da questo brevetto per quanto riguarda il giunto del ginocchio (le cui caratteristiche costruttive verranno mostrate nei capitoli successivi). In relazione a questa decisione si è stabilito di aggiungere alla specifica tecnica, sotto la voce "funzioni dannose" un quarto ed ultimo requisito:

4) Riduzione al minimo dei movimenti di strisciamento relativo tra arto dell'utente e superfici del tutore a contatto con esso, durante il movimento dell'articolazione.

Con questi aggiornamenti la specifica tecnica risulta completa e si può procedere con la progettazione del dispositivo, descritta nei capitoli successivi.

### **3. Progettazione del dispositivo**

Questo capitolo è suddiviso in sei paragrafi. Nel primo viene effettuata la scelta del tipo di attuatore, con relativa trasmissione, da installare, operando una selezione tra le diverse opzioni emerse dai brevetti esaminati. Nel secondo e nel terzo paragrafo vengono ipotizzate due diverse soluzioni per quanto riguarda la conformazione del tutore; di ognuna di queste viene valutata l'idoneità a soddisfare i requisiti principali della specifica tecnica. Nel quarto paragrafo viene selezionato il *concept* migliore tra le due alternative prese in considerazione; si procede poi ad identificarne i punti di debolezza, proponendo alcune soluzioni per il suo affinamento, soprattutto a livello dell'attuatore. Si giunge così alla delineazione del *concept* definitivo. Il quinto paragrafo illustra i componenti da realizzare *ad hoc* per la sua costruzione. Il sesto illustra i vincoli presenti per la realizzazione del prototipo del progetto, effettuando una revisione della specifica tecnica.

#### **3.1. Scelta del sistema di attuazione**

Per quanto riguarda la scelta dell'attuatore da impiegare per il dispositivo, si è deciso di prendere in considerazione inizialmente tutti i tipi di attuazione trovati nei brevetti ricercati, operando poi una scelta tra questi. Non sono stati esaminati solo gli attuatori in senso stretto, ma anche il loro abbinamento con la trasmissione, che riveste un ruolo chiave nell'adattare l'attuatore alle caratteristiche strutturali di ortesi o esoscheletri. Nell'analisi, sono stati assimilati agli attuatori anche dispositivi in realtà passivi, come smorzatori lineari o rotativi, che in alcuni brevetti affiancano gli attuatori veri e propri. In definitiva si è preso in esame ogni sistema in grado fornire una coppia in corrispondenza delle articolazioni, sia attiva che passiva.

##### **3.1.1. Valutazione attuatori in base ai requisiti**

Per valutare quanto i sistemi di attuazione siano adatti per l'utilizzo sul tutore oggetto del lavoro si è utilizzato, inizialmente, un metodo qualitativo. Ad ognuno dei sistemi di attuazione è stata data una valutazione per ognuno dei requisiti pertinenti, presenti nelle specifiche di progetto. La valutazione consiste in un voto da 1 a 4, dove i numeri indicano quanto l'attuatore sia adatto a soddisfare il requisito in questione, secondo la seguente scala:

1: Non adatto

2: Poco adatto

3: Abbastanza adatto

4: Pienamente adatto

Per dare queste valutazioni nel modo più accurato possibile non sono state utilizzate solo le informazioni presenti nei brevetti, spesso abbastanza carenti, ma anche quelle ricavate da cataloghi di vari attuatori disponibili in rete. Nei brevetti esaminati sono state esplorate soluzioni molto diversificate per l'attuazione. Alcune di queste prevedono attuatori e componenti passivi standard, altri invece soluzioni meno convenzionali. Tra queste menzioniamo uno smorzatore elettroreologico rotativo abbinato a piccoli attuatori lineari, proposto da un brevetto statunitense, ed i cosiddetti "muscoli artificiali".

Il primo è un dispositivo in grado di fornire coppia frenante all'articolazione del ginocchio dell'ortesi a cui è applicato, sfruttando la viscosità di un apposito fluido. È costituito da una parte esterna fissa, ospitante alcuni elettrodi e da una parte interna rotante, anch'essa dotata di elettrodi. Il fluido riempie i sottili interstizi tra elettrodi fissi e rotanti, producendo una resistenza alla rotazione di questi ultimi per effetto dell'attrito viscoso. Modificando il campo elettrico che attraversa il fluido la sua viscosità varia, in modo che la sua azione frenante possa essere di intensità regolabile. Questo è reso possibile dalle minuscole particelle metalliche presenti in sospensione nel fluido che, per effetto del campo elettrico, cambiano il loro orientamento nello spazio. Questo smorzatore può integrare eventualmente un certo numero di piccoli attuatori lineari per fornire anche coppia attiva. Essi dovrebbero lavorare sequenzialmente, disposti attorno ad un elemento rotante, per provocare una rotazione a scatti.

I muscoli artificiali sono invece involucri tubolari realizzati in materiale elastico che possono essere gonfiati con aria compressa. Questo produce un aumento della loro sezione ed un conseguente accorciamento del "muscolo", similmente a quanto avviene per i muscoli veri. L'accorciamento può essere sfruttato per esercitare una certa forza di trazione. Essi possono essere posizionati tra i due *link* di un'ortesi per generare coppie in corrispondenza dell'articolazione. Similmente a come avviene in natura, per generare sia forze estensive che flessionali servono due muscoli antagonisti.

Vi è infine un altro sistema di attuazione che è necessario descrivere; sebbene sia formato da componenti standard, ha infatti un funzionamento inusuale da illustrare. È un sistema passivo in grado di fornire coppia frenante al ginocchio, costituito da una molla ad elica (avvolta attorno ad un cilindro) e da un piccolo attuatore elettrico lineare. Il cilindro può ruotare insieme all'articolazione mentre la molla esterna a questo è fissa. Essendo a contatto con il cilindro, essa vi esercita una certa attrito. L'attuatore lineare agisce ad una estremità della molla, impartendole una torsione variabile che si traduce in un serraggio di diversa intensità sul cilindro interno. Ciò produce una coppia resistente alla rotazione di quest'ultimo e quindi una coppia frenante regolabile all'articolazione del ginocchio. È riportata in seguito la tabella riassuntiva delle valutazioni attribuite a ciascun sistema di attuazione in base ai requisiti:

	Motore CC + riduttore + smorzatore idraulico	Smorzatore elettroreologico rotativo + attuatori lineari	Muscoli artificiali	Attuatore elettrico lineare + molle ad elica	Smorzatore idraulico lineare	Attuatore elettrico lineare	Attuatore idraulico lineare	Motore CC + vite/madrevite a ricircolo di sfere	Motore CC + riduttore
Coppia massima attiva: 72 N*m	2	2	4	1	1	3	4	4	2
Coppia massima passiva: 90 N*m	1	3	4	3	4	2	4	3	4
Numero massimo cicli del passo: 40 cicli/minuto	4	3	4	4	4	2	2	3	4
Peso massimo tutore: 4 Kg	3	2	1	4	3	2	1	3	3
Range di estensione	4	4	3	4	3	2	3	3	4



ginocchio: 0°-135°									
Tensione massima di alimentazione: 24 Volt	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Autonomia energetica minima: 30 minuti	4	4	2	4	4	4	4	4	4
Ingombro tutore ridotto anteriormente e alla coscia	4	2	2	2	2	4	1	4	4
Camminata in piano	3	3	2	2	3	3	4	4	4
Salita/discesa scale	2	3	3	2	1	1	4	2	2
Alzata/seduta	2	4	4	2	1	1	4	2	2
<b>Totale</b>	<b>33</b>	<b>36</b>	<b>31</b>	<b>27</b>	<b>30</b>	<b>33</b>	<b>37</b>	<b>34</b>	<b>36</b>

**Tabella 9:** Punteggi di valutazione degli attuatori in base ai requisiti fondamentali della specifica tecnica.

Per poter soddisfare contemporaneamente molti dei requisiti elencati, le caratteristiche richieste agli attuatori risultano spesso in contrasto tra di loro. Ad esempio, per fornire all'articolazione le elevate coppie massime richieste, è necessario un sistema di attuazione robusto e conseguentemente pesante. Tuttavia è necessario, al tempo stesso, che esso sia sufficientemente leggero in modo che il peso totale del tutore non superi la soglia fissata. Similmente, per poter assistere una camminata in piano, è necessario che il movimento dell'attuatore sia rapido, mentre per attività come l'alzarsi da una sedia o la percorrenza di una pendenza in salita sono necessarie forze molto alte. Non molti attuatori sono in grado di erogare sia forze che velocità elevate. Questo può essere reso possibile solo aumentando la potenza installata, scelta che comporta un incremento nel peso

complessivo. Anche i requisiti relativi agli ingombri ed al *range* di estensione angolare sono in contrasto tra loro, in caso di attuatori lineari. Ad essi sarebbe richiesta necessariamente una corsa elevata per raggiungere le estensioni richieste, ma questo porterebbe a problemi di ingombri elevati.

### **3.1.2. Discussione risultati e scelta finale**

Dai risultati emersi dalla tabella si può notare come, all'incirca tutti gli attuatori, abbiano dei punteggi finali abbastanza vicini tra di loro, ragion per cui non è il caso di effettuare a priori la scelta tra quelli con la valutazione complessiva più alta. Si è scelto tuttavia di eliminarne tre già da principio, in base ad alcune considerazioni. Il primo ad essere scartato è lo smorzatore idraulico lineare; esso infatti, essendo in grado di fornire solo una resistenza passiva, risulta inappropriato per poter consentire le attività in cui è necessaria all'utente una forza attiva, come il salire le scale o alzarsi da una sedia. Sarebbe in grado di assistere discretamente solo una camminata in piano, in cui la potenza attiva necessaria è bassa e necessaria solo per brevi periodi. Lo stesso discorso vale per il sistema passivo costituito dalla molla ad elica abbinata all'attuatore elettrico lineare. Si è deciso di eliminare anche il sofisticato sistema composto dallo smorzatore elettroreologico rotativo con attuatori lineari integrati. Infatti una soluzione del genere risulterebbe di difficile realizzazione per via della sua complessità e non sarebbe adatta per il presente progetto, in cui uno degli obiettivi è la massima semplicità ed il minor costo possibili. Osservando la tabella si può constatare come nessuna delle soluzioni abbia un giudizio positivo, anche solo parzialmente, in tutti i requisiti. Per questo motivo occorre valutare singolarmente ogni scelta e verificare se siano soddisfatti almeno i requisiti irrinunciabili. In seguito sono illustrate le ragioni che hanno portato all'esclusione di ognuno dei sistemi di attuazione che si è scelto di eliminare.

L'utilizzo del motore elettrico CC abbinato ad un riduttore a ingranaggi è la soluzione più semplice e maggiormente utilizzata nei brevetti esaminati. In effetti questi attuatori possono sviluppare buone potenze con peso ed ingombri relativamente contenuti. Tuttavia hanno regimi di rotazione molto elevati e le coppie fornite all'albero sono piuttosto basse. Per soddisfare i requisiti sulle coppie massime sono necessari quindi riduttori con un rapporto di trasmissione compreso tra 50 e 100. Sia che si scelgano riduttori epicicloidali o ad assi paralleli il loro peso sarebbe troppo alto: oltre a garantire

un elevato rapporto di trasmissione infatti, essi devono anche essere abbastanza robusti da tollerare coppie in uscita elevate. Una soluzione del genere potrebbe essere applicata nel caso si debba assistere solo una semplice camminata in piano. In questo caso infatti si potrebbe adottare un motore meno potente e più leggero con riduttore più compatto (con coppie in uscite e rapporto di trasmissione inferiori). Per questi motivi questa soluzione è stata scartata.

Un'altra alternativa da escludere per gli stessi motivi è quella che prevede il motore CC con riduttore abbinato ad uno smorzatore rotativo in corrispondenza del ginocchio. Il punteggio raggiunto è stato più elevato della soluzione precedente per via del fatto che questa configurazione permetterebbe di soddisfare in pieno il requisito sulla coppia passiva. Rimane comunque impossibile erogare la coppia attiva richiesta con dei pesi contenuti da parte del gruppo motore/riduttore. La presenza dello smorzatore rotativo inoltre, andrebbe ad appesantire ulteriormente l'apparecchio.

Gli attuatori lineari elettrici CC non sono abbastanza prestanti in relazione al loro peso ed al loro ingombro. In questo caso la bassa valutazione rispecchia la mancata soddisfazione di alcuni dei requisiti fondamentali. Le forze e le velocità erogabili sono basse, inoltre sarebbe molto difficile avere un'escursione sufficiente per garantire l'estensione angolare dell'articolazione richiesta. Per poter ottenere le potenze necessarie in questa applicazione occorrerebbe un attuatore di dimensioni e peso non accettabili.

Gli attuatori idraulici lineari possono fornire senza problemi forze elevate e, se la pressione del fluido è sufficiente, sono anche in grado di sviluppare una buona velocità. Ciò che li rende inadatti per lo scopo è la necessità di dover dipendere da un sistema che li alimenti, dotato di pompa, serbatoio d'accumulo, valvole e condotti vari. Sarebbe chiaramente impossibile alloggiare tutto questo apparato a bordo del tutore, sia per motivi di ingombri che per motivi di peso. Senza contare che, dato il rendimento piuttosto basso di una pompa, sarebbe necessario azionarla con un motore elettrico di potenza molto maggiore rispetto a quella che si intende richiedere al cilindro idraulico.

I cosiddetti "muscoli artificiali" hanno ricevuto il punteggio più alto; sono infatti i più simili agli "attuatori" presenti nell'organismo umano. Sono strutture leggere e potenti in grado effettuare movimenti rapidi, con ingombri contenuti. Similmente agli attuatori idraulici necessitano però di un sistema che fornisca loro aria compressa, che comprenda compressore, serbatoio d'accumulo e valvole. Sono molto validi in applicazioni simili

alla presente, nella quale però il paziente cammina su un tappeto mobile rimanendo quindi sul posto. In questo modo gli attuatori possono essere allacciati ad un impianto di alimentazione fisso ed esterno all'ortesi. Per questo motivo non possono essere adatti per un dispositivo che debba consentire una libera deambulazione del paziente.

La scelta definitiva è ricaduta infine su un motore elettrico CC abbinato a vite a ricircolo di sfere con chiocciola. Questo sistema di trasmissione, trasforma il moto rotatorio del motore in rettilineo, con un rapporto di trasmissione elevato, con pesi molto inferiori rispetto ai riduttori ad ingranaggi. A differenza dei sistemi a vite trapezia tradizionali ha un rendimento molto più alto (circa 0,9 contro 0,5) e consente anche il moto retrogrado senza opporre troppa resistenza. Ossia è possibile impartire alla madre vite un movimento rettilineo ottenendo la rotazione della vite con un rendimento di poco inferiore a quello diretto. Nel suo complesso, quindi, l'attuatore scelto è di tipo lineare e deve quindi essere collegato ad entrambe le due parti costitutive del tutore: quella relativa alla coscia e quella relativa alla gamba. In tal modo può generare una coppia equivalente in corrispondenza dell'articolazione che connette le due porzioni.

## **3.2 Concept con attuatore posteriore alla coscia**

A partire dall'ideazione del primo *concept* sono state fatte alcune scelte iniziali per quanto riguarda l'ossatura del tutore; ossia la struttura portante alla quale verranno vincolati sia l'attuatore che l'arto del paziente. Tali scelte sono state mantenute anche nei *concept* successivi e nei loro affinamenti. È stato deciso inoltre, fin dalle prime fasi, di ipotizzare dei componenti specifici per quanto riguarda l'attuatore: essi sono stati scelti da cataloghi di aziende costruttrici disponibili *on line*. In questo modo, disponendo delle prestazioni reali del sistema di attuazione è possibile avere un'idea di quanto il *concept* sia idoneo a soddisfare i requisiti principali, soprattutto in termini di potenza, pesi ed ingombri.

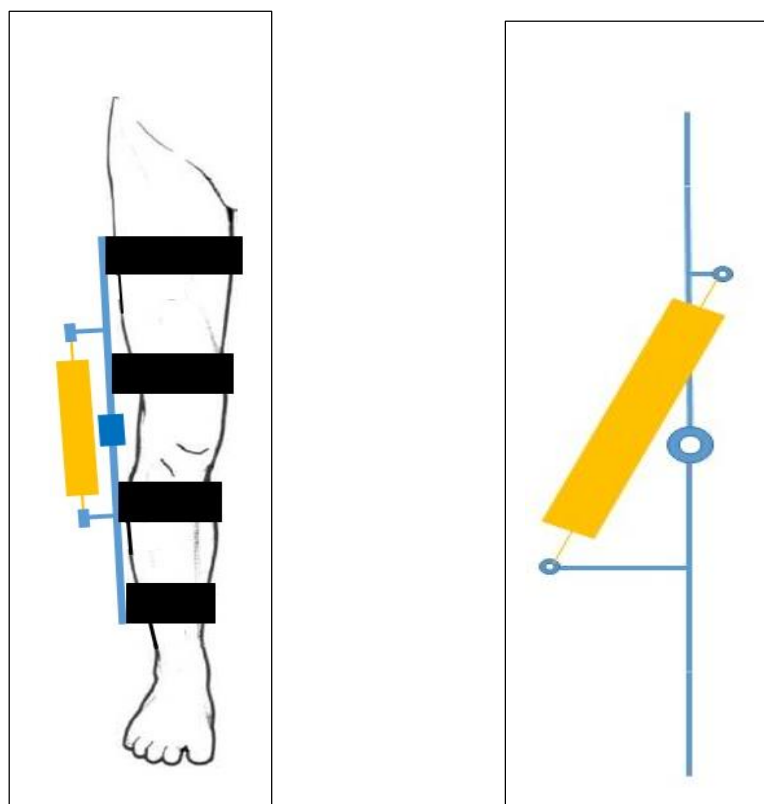
### **3.2.1 Struttura**

La prima scelta fatta per delineare la forma del tutore ha riguardato il posizionamento dell'attuatore. Esso deve essere necessariamente connesso ad entrambi i tronconi, collegati a livello dell'articolazione, che costituiscono l'ortesi. Un'estremità deve essere quindi incernierata alla porzione contenente la coscia e l'altra a quella relativa alla gamba.

Dato che il peso dell'attuatore è maggiormente concentrato nella zona del motore, si è scelto di collegare questa parte alla porzione di tutore superiore al ginocchio, quella contenente la coscia. L'altra estremità verrà invece connessa alla porzione inferiore del tutore. In questo modo le masse maggiori saranno più vicine al centro del corpo, per ridurre l'inerzia causata dal loro movimento. Fissato questo punto di partenza è stato necessario decidere in che posizione collocare l'attuatore rispetto all'arto. Il posizionamento nella parte anteriore della gamba è stato scartato, per evitare ingombri eccessivi in quella zona, come richiesto dalla specifica tecnica. Anche la sua collocazione posteriormente all'arto è stata esclusa, infatti in questo modo l'utente non avrebbe modo di sedersi, operazione anch'essa richiesta dalla specifica. Si è optato quindi per una posizione laterale, sul lato esterno della gamba.

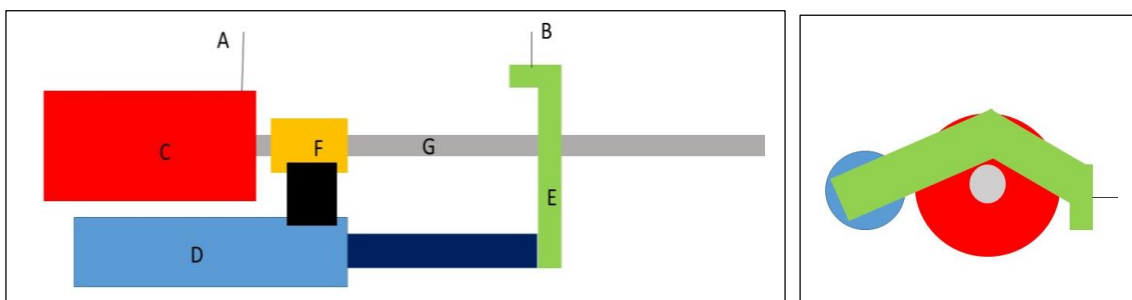
Da questa decisione è derivata anche la scelta della struttura portante del tutore. Nelle ortesi ortopediche standard l'arto è avvolto in un sistema di fasce e lacci morbidi sostenuti esternamente da due bracci metallici, snodati centralmente in corrispondenza del ginocchio. Essi sono situati ai due lati della gamba, conferendo al tutore una struttura simmetrica se guardato frontalmente. Dal momento che l'attuatore è collocato lateralmente rispetto all'arto, esso deve necessariamente essere collegato al braccio esterno, sul quale scaricherà la sua forza. Sempre il braccio esterno trasferirà all'arto le forze generate dall'attuatore. Il braccio collocato all'interno coscia può essere quindi eliminato, non dovendo svolgere alcuna funzione, se non quella di rendere più rigida la struttura, cosa che può essere svolta anche solo dal braccio esterno, se sufficientemente robusto. In questo modo si avrà anche una leggera riduzione dei pesi, rispetto alla configurazione con doppio braccio. Così si avrà una struttura simile a quella di un esoscheletro, in cui vi sono solo un *thigh link* ed uno *shank link* esterni connessi dallo snodo in corrispondenza del ginocchio. Quest'ultimo non sarà costituito da una cerniera semplice ma da un giunto in grado di riprodurre un movimento di roto-traslazione, simile a quello che avviene a livello dell'articolazione del ginocchio umano. Questo collegamento a sarà simile a quello del brevetto US2013/0018293. Un'altra decisione da prendere ha riguardato il modo in cui collegare l'attuatore ai due *links*, schematizzati come due aste. Incernierare direttamente le due estremità dell'attuatore in corrispondenza degli assi longitudinali dei *links* significherebbe non avere un braccio adeguato per generare coppia quando l'angolo del ginocchio è vicino all'estensione completa. Per questo motivo si è pensato di collocare nella parte posteriore dello *shank link* una leva,

all'estremità della quale incernierare l'attuatore. Essa deve essere perpendicolare all'asse longitudinale dello *shank link* ed avere una lunghezza tale da fornire all'attuatore un buon braccio per generare coppia in corrispondenza del ginocchio. Anche la distanza dell'incastro della leva sullo *shank link* rispetto al centro della cerniera che costituisce l'articolazione è un parametro geometrico importante. Entrambe queste lunghezze devono essere scelte con cura, per ottenere un buon compromesso tra gli ingombri e le forze necessarie all'attuatore per generare le coppie richieste. Per quanto riguarda l'altra estremità dell'attuatore, quella contenente il motore, si è deciso di incerniarla direttamente sul *thigh link* anche se ad una minima distanza rispetto all'asse longitudinale di questo.



**Fig. 10:** Struttura schematica del tutore con vista laterale e frontale. Le aste blu verticali rappresentano *shank link* e *thigh link*, collegate da una cerniera in corrispondenza del ginocchio. È rappresentato in giallo l'attuatore, di cui sono visibili i due punti di collegamento col tutore, in corrispondenza delle cerniere. Una di queste si trova in fondo alla leva posteriore allo *shank link*, l'altra sul *thigh link* ad una certa distanza dal suo asse longitudinale. A livello di ingombri, la lunghezza dell'attuatore nella sua globalità potrà essere superiore alla distanza tra le due cerniere. Questa rappresentazione dell'attuatore è quindi puramente indicativa.

L'attuatore è composto dal motore elettrico CC al cui albero è collegata direttamente la vite a ricircolo di sfere. Un cuscinetto dovrà supportare l'estremità della vite più vicina al motore, fungendo da incastro, dal momento che l'altra estremità sarà libera. Per quanto riguarda l'erogazione di forza frenante passiva si è pensato di ricorrere ad uno smorzatore lineare da disporre in serie alla vite, collegandolo rigidamente alla chiocciola. Con questa disposizione sarà un'estremità dello smorzatore ad essere incernierata alla leva dello *shank link*. Questa scelta inusuale è stata dettata da alcune considerazioni. Con uno smorzatore, dotato di idraulica completamente regolabile, è possibile un controllo più fine della forza resistente. Senza smorzatore occorrerebbe far svolgere al motore stesso la funzione di freno, ma il controllo della coppia resistente nel moto retrogrado non sarebbe così semplice. Questo vale a maggior ragione se il motore ha un'eccitazione in serie, dal momento che non è possibile un controllo separato della corrente circolante negli avvolgimenti del rotore e in quelli dello statore. Lo stesso discorso vale nel caso di motori a magneti permanenti. Per questa applicazione, data la potenza ridotta, la scelta ricade per forza su motori di uno di questi due tipi. Inoltre, se pensiamo alla *swing phase*, in cui il piede è sollevato da terra ed il ginocchio si flette rapidamente, ci si rende conto che potrebbe essere necessario ridurre al minimo la forza resistente al movimento dell'ortesi. In assenza di smorzatore, la resistenza al moto data dalla vite (azionata all'inverso attraverso la chiocciola) e dal motore potrebbe essere eccessiva. Inoltre lo smorzatore può garantire un movimento più fluido in tutti quei periodi della camminata in cui non è necessaria una potenza attiva. L'ideale sarebbe poter regolare l'idraulica in modo continuo, sia in estensione che in compressione e, all'occorrenza, bloccare il movimento dello smorzatore, quando il motore è in funzione. Durante i momenti in cui lavora lo smorzatore invece, il motore deve rimanere bloccato in modo da impedire la rotazione della vite e, così facendo, mantenere ferma l'estremità dello smorzatore connessa rigidamente alla chiocciola. Si riporta una rappresentazione schematica di come dovrebbe apparire l'attuatore nella sua globalità.



**Fig. 11:** Rappresentazioni schematiche dell'attuatore, vista superiore e frontale.

Il motore elettrico (C) ha l'albero direttamente collegato con la vite (G) su cui scorre la chiocciola (F). Lateralmente alla chiocciola è fissato lo smorzatore (D), alla fine del cui stelo è collocato un apposito componente (E) che consente l'incernieramento con la leva (in corrispondenza della linea contrassegnata da B). Come è visibile dalla rappresentazione a destra, il componente E (in verde), per raggiungere la leva, deve passare sopra alla vite. La linea indicata con A rappresenta il punto indicativo di incernieramento con il *thigh link*.

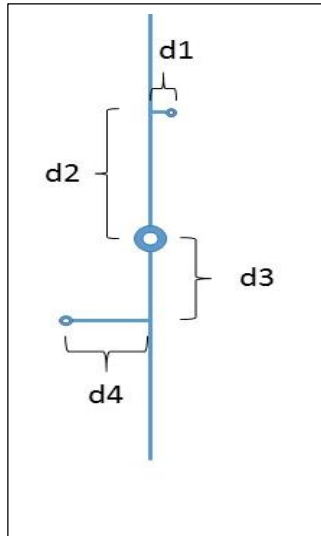
### 3.2.2 Determinazione corse attuatore

Con un attuatore configurato in questo modo, avviene che lo smorzatore, durante la camminata, si muove nei momenti in cui non è richiesta una forza attiva, per bloccarsi durante i periodi di funzionamento del motore; riprende poi ad essere operativo quando il motore ha terminato il suo intervento. In questo funzionamento intermittente può avvenire che lo smorzatore debba rimanere bloccato in una posizione generica della sua corsa prima di riprendere il suo spostamento. Occorre verificare che, durante un ciclo del passo completo, esso ritorni, a fine ciclo, nella stessa posizione della sua corsa in cui si trovava all'inizio. Inoltre bisogna determinare quale sia la corsa totale necessaria allo smorzatore, e quale quella della chiocciola sulla vite. Queste verifiche si possono fare conoscendo la traiettoria teorica del ginocchio durante il ciclo del passo, pur con la consapevolezza che questa in realtà può subire variazioni da paziente a paziente. Occorre conoscere inoltre, quando la coppia erogata in corrispondenza del ginocchio è attiva o passiva, per sapere in che momenti lo smorzatore deve lavorare ed in quali rimanere bloccato. Infine è necessario definire alcune misure geometriche del tutore, per poter determinare, con la trigonometria, i vari angoli e le distanze in gioco relative alla zona dell'attuatore. Dopo varie ipotesi, sono state definite le seguenti misure dei segmenti:

Segmento	Lunghezza ( <i>mm</i> )
$d_1$	20
$d_2$	150
$d_3$	100
$d_4$	100

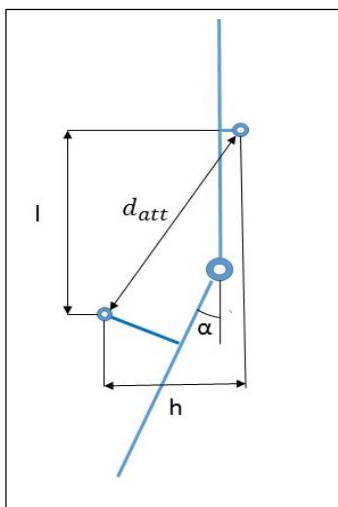
**Tabella 10:** Quote geometriche fondamentali del primo *concept*





**Fig. 12:** Rappresentazione della struttura del primo *concept*

L'esame sulla corsa dello smorzatore va effettuato per ogni condizione di camminata: in piano e durante la salita o la discesa di scale (equivalente alla percorrenza di un pendio di 42°). Queste ultime due sono le condizioni in cui si hanno le pendenze massime che possono essere affrontate dal tutore. I risultati dell'esame di queste situazioni estreme, saranno quindi validi anche per le situazioni intermedie (ossia la percorrenza di pendii meno ripidi). In ognuno di questi tre casi per prima cosa occorre determinare come varia la distanza tra i due punti di incernieramento dell'attuatore  $d_{att}(t)$  durante la camminata. Partendo dall'andamento dell'angolo  $\alpha$  di flessione del ginocchio in funzione del tempo (dato presentato nel capitolo 1) si calcolano, le seguenti lunghezze:



$$l(t) = d_2 + d_3 * \cos \alpha(t) - d_4 * \sin \alpha(t)$$

$$h(t) = d_1 + d_3 * \sin \alpha(t) + d_4 \cos \alpha(t)$$

$$d_{att}(t) = \sqrt{l(t)^2 + h(t)^2}$$

**Fig. 13:** Struttura schematica del tutore con lunghezze relative ai segmenti utili per determinare la corsa dell'attuatore.

Questi valori sono stati ricavati per vari istanti, provenienti dalla discretizzazione temporale del ciclo del passo. A questo punto si calcola il valore dello spostamento dell'attuatore lineare nella sua globalità (comprensivo degli spostamenti di smorzatore e chiocciola) in ognuno degli intervalli di tempo in cui è stata effettuata la suddivisione.

$$\Delta s(t) = d_{att}(t + 1) - d_{att}(t)$$

Con  $t$  che varia da  $t_0$  a  $t_f$ . In alcuni di questi intervalli lo spostamento sarà dato dallo scorrimento dello smorzatore, in altri sarà causato dal movimento della chiocciola sulla vite, con smorzatore bloccato in una posizione fissa. Per determinare in quali intervalli lo spostamento è dato solo dallo scorrimento dello smorzatore occorre conoscere i periodi in cui la coppia necessaria all'articolazione è passiva; questo avviene quando la potenza erogata (o assorbita) in corrispondenza del ginocchio è negativa. È necessario quindi calcolarla per ogni istante, utilizzando i dati relativi alla coppia  $C(t)$  e all'angolo di flessione del ginocchio  $\alpha(t)$  presentati nel capitolo 1. Innanzitutto si calcola, a partire dall'angolo in funzione del tempo, la velocità angolare del ginocchio  $\omega(t)$  e, successivamente, la potenza:

$$\omega(t) = \frac{d\alpha(t)}{dt}$$

$$P(t) = \omega(t) * C(t)$$

Lo spostamento  $\Delta s_{smorz}$  dello smorzatore in ogni intervallo sarà quindi:

$$\Delta s_{smorz}(t) = 0 \quad \text{se } P(t) > 0$$

$$\Delta s_{smorz}(t) = \Delta s(t) \quad \text{se } P(t) < 0$$

Si ricava successivamente, per ogni istante temporale, la posizione dello smorzatore  $s_{smorz}(t)$  lungo sua corsa, partendo da una posizione iniziale con valore nullo (che non coincide necessariamente con i punti di inizio o fine corsa).

$$s_{smorz}(t_0) = 0$$

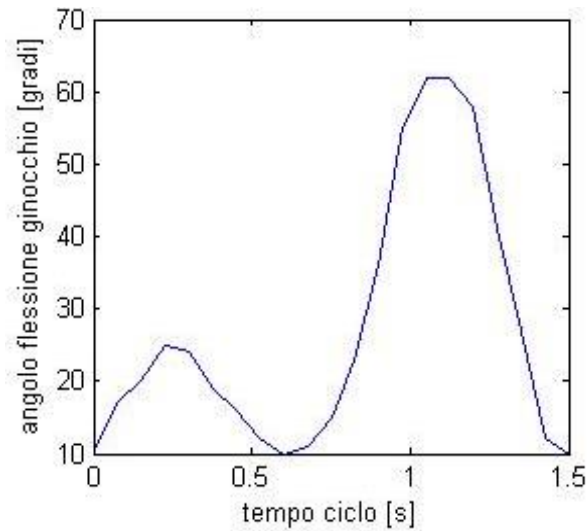
$$s_{smorz}(t) = s_{smorz}(t - 1) + \Delta s_{smorz}(t - 1)$$

In questo modo è possibile, per ogni condizione di camminata, ricavare il valore della corsa necessaria allo smorzatore per poter lavorare nell'intero ciclo. Inseguito si riportano

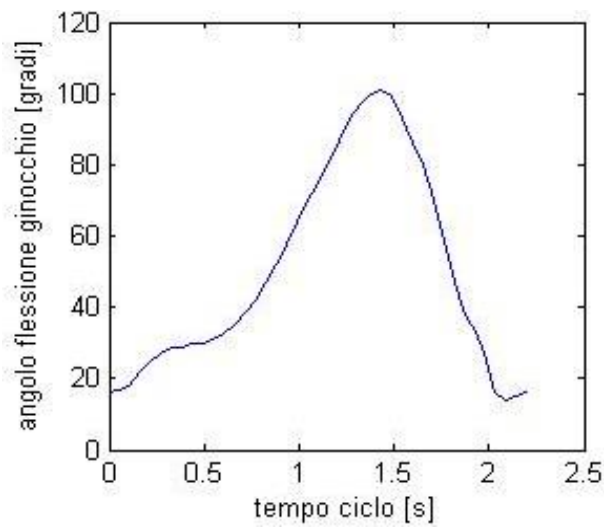
i risultati ottenuti con i calcoli precedenti, per la camminata in piano e durante la salita e la discesa di scale.

### **Angoli di flessione del ginocchio nel ciclo del passo**

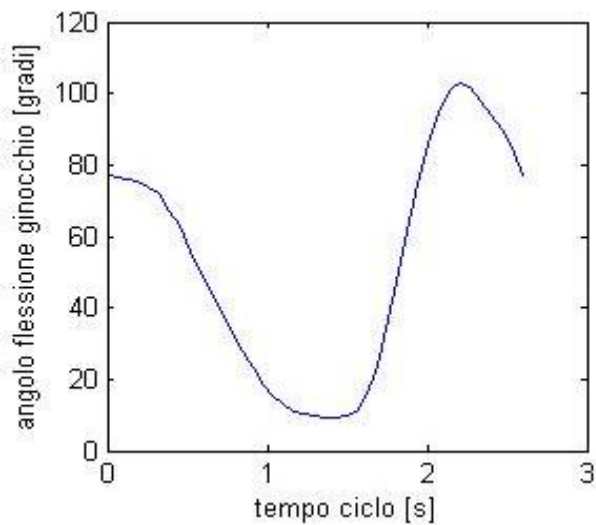
Si riportano i grafici relativi all'angolo di flessione del ginocchio in un ciclo del passo completo, in funzione del tempo, per ognuna delle tre condizioni di camminata prima menzionate. L'angolo di flessione è preso pari a  $0^\circ$  quando l'articolazione è completamente estesa. La durata del ciclo del passo in piano è pari a 1,5 secondi, come stabilito dalla specifica tecnica, corrispondente a 40 cicli/minuto. Per svolgere i vari calcoli la discretizzazione temporale è stata effettuata suddividendo questo periodo in venti sotto intervalli. Per quanto riguarda la percorrenza di scale in discesa, non essendoci vincoli dati dalla specifica tecnica, è stato assunto un tempo di durata del ciclo di 2,2 secondi, nonostante, in soggetti sani, quest'azione avvenga in tempi solo leggermente superiori rispetto alla camminata in piano (come riportato nella tabella al capitolo 1). Questo valore è stato scelto per due ragioni. Dal momento che la discesa di scale può essere un'azione complessa e relativamente pericolosa per persone anziane o reduci da infortuni, si è pensato di prolungare il tempo del ciclo rispetto alla camminata in piano per poter consentire l'operazione in maniera più sicura e controllata. Inoltre, facendo riferimento a soggetti sani, la *swing phase* durante la discesa di scale è più rapida rispetto a quella che si ha in piano; si avrebbe perciò una velocità angolare del ginocchio maggiore con conseguente necessità di un movimento dell'attuatore più veloce. Non volendo richiedere ad esso un movimento più rapido rispetto a quello necessario per effettuare la *swing phase* in piano, si è optato per un prolungamento del tempo del ciclo, in modo che anche la fase aerea risultasse rallentata. La durata del ciclo nella salita di scale è stata invece assunta pari a 2,6 secondi, leggermente superiore rispetto alla durata del ciclo in discesa, coerentemente a quanto avviene per soggetti sani. Le motivazioni che hanno portato alla scelta di questo tempo sono le medesime di quelle relative alla discesa. Va aggiunto inoltre che per la salita occorre una coppia attiva molto maggiore rispetto alle altre due condizioni di camminata. Per questo motivo, per limitare la potenza del motore da installare, si è scelto di dilatare i tempi, abbassando conseguentemente le velocità di funzionamento dell'attuatore.



**Fig. 14:** Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in piano. Durata del ciclo: 1,5 s.



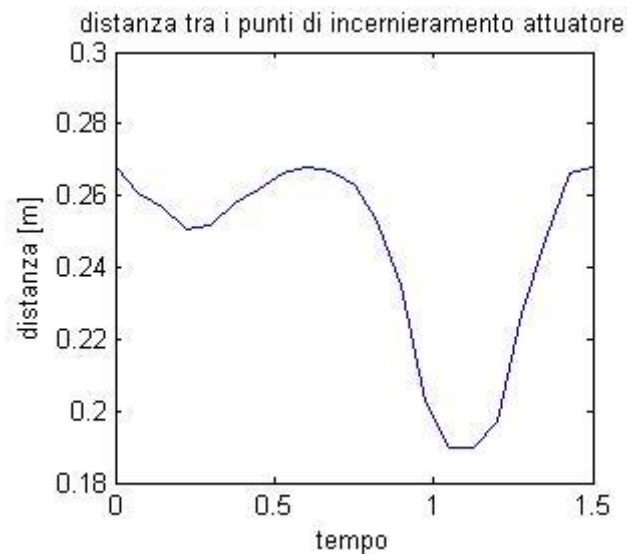
**Fig. 15:** Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in discesa (su scale). Durata del ciclo: 2,2 s.



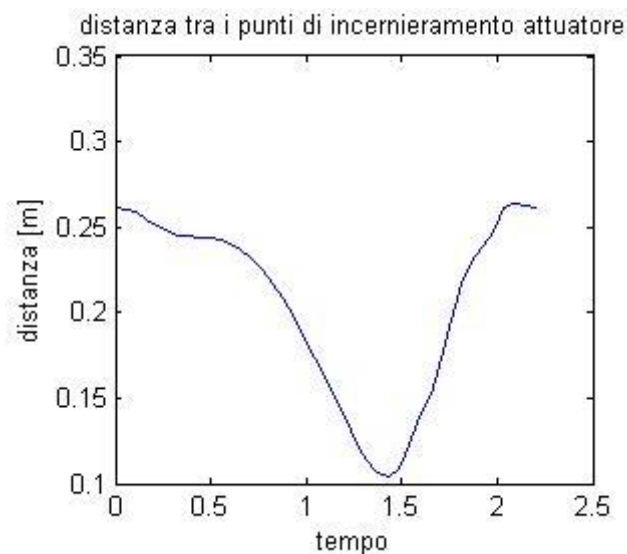
**Fig. 16:** Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo durante il ciclo del passo in salita (su scale). Durata del ciclo 2,6 s.

### Escursione dell'attuatore durante il ciclo del passo

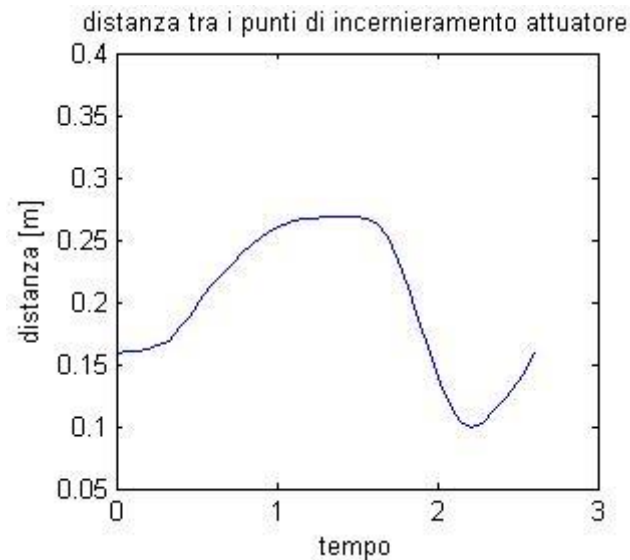
È riportato successivamente l'andamento della corsa dell'attuatore durante le tre condizioni di camminata. Questo dato è rappresentato mostrando come varia nel tempo la distanza tra i due punti a cui l'attuatore è incernierato. L'escursione mostrata nei grafici è quella dell'attuatore nella sua globalità. I suoi spostamenti lineari sono dati quindi sia dal contributo dello smorzatore, sia dal movimento della vite, che non avvengono mai contemporaneamente. Si osserva come gli andamenti delle curve seguano fedelmente quelli relativi agli angoli di flessione del ginocchio, nelle condizioni di camminata corrispondenti.



**Fig. 17:** Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante il ciclo del passo in piano nel primo *concept*.



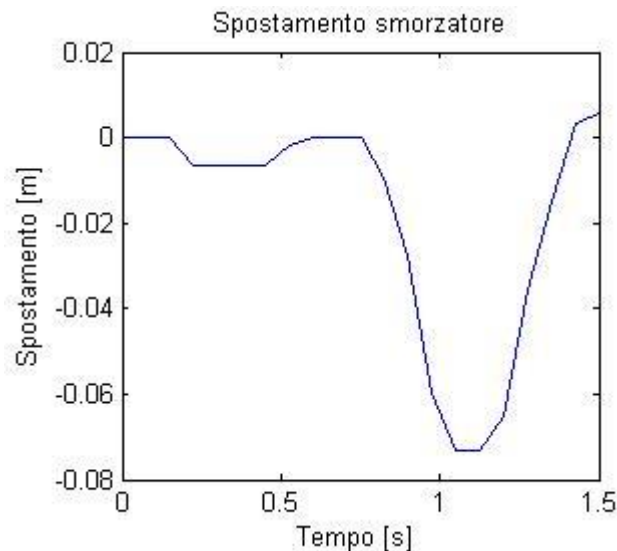
**Fig. 18:** Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante la discesa di scale nel primo *concept*



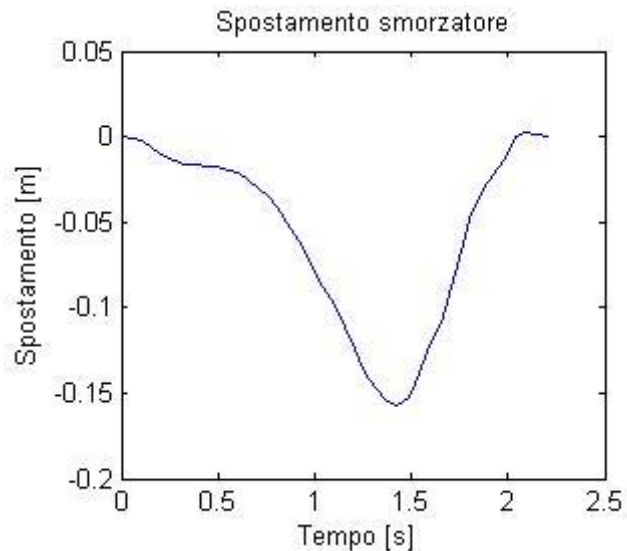
**Fig. 19:** Distanza tra i punti a cui è incernierato l'attuatore durante la salita di scale nel primo *concept*.

### Escursione dello smorzatore

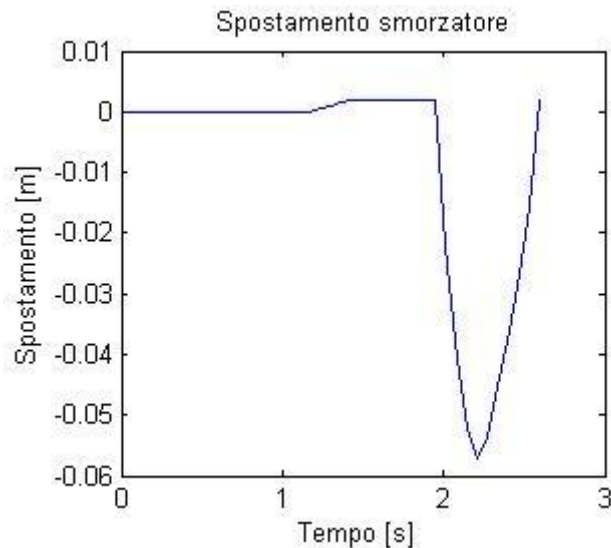
Sono riportati i grafici relativi all'escursione dello smorzatore durante la camminata nelle tre condizioni. Vengono rappresentate le posizioni dello smorzatore partendo da quella iniziale che questo avrebbe all'inizio del ciclo del passo (indicata per comodità col valore 0). Da specificare che la posizione iniziale non coincide necessariamente con uno dei due finecorsa.



**Fig. 20:** Escursione dello smorzatore del primo *concept* durante il ciclo del passo in piano. Si nota una piccola discrepanza tra posizione iniziale e finale, comunque accettabile essendo limitata.



**Fig. 21:** Escursione dello smorzatore del primo *concept* durante il ciclo del passo nella discesa di scale. In questo caso la posizione raggiunta a fine ciclo è identica a quella di partenza.



**Fig. 22:** Escursione dello smorzatore del primo *concept* durante il ciclo del passo nella salita di scale. Anche in questo caso tra posizione iniziale e finale vi è una piccola differenza, comunque minima.

Osservando i grafici si nota innanzitutto come il valore dello spostamento sia prevalentemente negativo. Questo indica che la lunghezza dello smorzatore rimane, per la maggior parte del ciclo del passo, inferiore rispetto a quella che aveva ad inizio ciclo. Da questo si deduce che la posizione di partenza ad inizio ciclo è prossima al finecorsa in completa estensione. Nei periodi in cui la curva è piatta lo smorzatore, bloccato attraverso la regolazione dell'idraulica, non si muove, ma vi è l'erogazione di potenza attiva da parte del motore.

Per quanto riguarda la camminata in piano si osserva come lo smorzatore lavori sia durante la fase di appoggio, in cui la resistenza che dovrà fornire sarà elevata, sia durante la *swing phase*. Si nota una leggera discrepanza tra la posizione iniziale e quella finale, di circa 5 mm. Teoricamente questo significa che, assumendo una traiettoria del ginocchio identica a quella ideale, a fine ciclo lo smorzatore si troverebbe ad un punto della sua corsa leggermente diverso da quello iniziale. Questo comporterebbe il dover ricominciare il ciclo successivo partendo da una posizione diversa rispetto al precedente. Essendo questo sfasamento molto lieve, nella pratica potrebbe essere compensato dall'utilizzatore stesso durante ogni ciclo, oppure dal sistema di controllo del tutore.

Durante la discesa di scale lo smorzatore lavora sempre, e non vi è mai l'intervento del motore, non essendoci necessità di potenza attiva. Osserviamo che la corsa in questo caso è molto maggiore rispetto alla camminata in piano, a causa anche dell'escursione angolare maggiore dell'articolazione. Inoltre si osserva che, a fine ciclo, lo smorzatore ritorna esattamente nella posizione iniziale, non dando quindi potenziali problemi di sfasamento. Dal momento che il grafico resta sempre su valori inferiori allo zero, si può assumere come posizione di inizio ciclo quella corrispondente al finecorsa (in completa estensione).

Nella salita di scale lo smorzatore interviene quasi esclusivamente nella *swing phase*, con solo un lieve elongazione che la precede, nella *stance phase* finale. Nella maggior parte del ciclo la potenza erogata è attiva e lo smorzatore rimane inattivo; si nota che in questa situazione la corsa è la minore rispetto agli altri casi e la posizione iniziale coincide con quella finale.

A questo punto è possibile determinare il valore di un importante parametro, ossia la corsa dello smorzatore che verrà installato; per fare questo si è semplicemente considerata, tra le tre situazioni, quella in cui l'escursione è maggiore, ossia la camminata in discesa. Si è ricavato il valore della corsa corrispondente sottraendo al valore massimo del grafico quello minimo. Lo smorzatore avrà quindi una corsa di 160 mm, che sarà sufficiente per affrontare tutte le condizioni di camminata. Inoltre, dal momento che esso, alla fine di ognuno dei tre cicli, ritorna all'incirca nella posizione iniziale, si può concludere che questa configurazione dell'attuatore può ritenersi una valida soluzione.

### **Escursione della chiocciola**

Per valutare l'escursione massima della chiocciola sulla vite durante il suo movimento (e conseguentemente la lunghezza della vite), non è necessario prendere in considerazione



tutte le condizioni di camminata precedenti. La corsa del sistema vite+chiocciola dovrà infatti consentire al tutore di muoversi attraverso tutto il *range* angolare prescritto dalla specifica tecnica (0°-135°), molto maggiore rispetto a quello necessario per la camminata nelle varie situazioni. Quest'estensione angolare è necessaria per permettere all'utilizzatore di affrontare le manovre di alzata da una sedia e seduta. Nell'alzata, in particolare, lo smorzatore rimarrà bloccato (in posizione completamente retratta), dal momento che in questa circostanza è necessaria solo potenza attiva da parte del motore; ne consegue che la corsa dello smorzatore non potrà dare alcun contributo nel ridurre quella della chiocciola. In definitiva, la corsa necessaria ad essa sarà calcolata a partire dalla distanza, massima e minima, tra i due punti di incernieramento dell'attuatore:

$$c = d_{max}(0^\circ) - d_{min}(135^\circ) = 255 \text{ mm}$$

Bisogna osservare tuttavia che l'angolo di massima flessione potrebbe essere leggermente inferiore a 135°, per via della conformazione della struttura portante del tutore. A quest'angolazione infatti l'estremità della leva posteriore allo *shank link* verrebbe a contatto con il *thigh link*. Per determinare esattamente il valore dell'angolo di massima flessione raggiungibile è necessario arrivare a definire geometricamente la struttura portante, per conoscerne i reali ingombri. Per il momento si mantiene questo valore, leggermente superiore a quello che sarà il reale. Si osserva inoltre che la lunghezza della vite dovrà superare la corsa di una quota pari alla porzione occupata dalla chiocciola, una volta arrivata a finecorsa. Durante l'operazione di seduta invece, non tutta la corsa della chiocciola andrà sfruttata. La prima fase dell'azione a partire dalla posizione eretta sarà assistita dallo smorzatore, sfruttando tutta la sua corsa. Successivamente entrerà in funzione il motore che potrà fornire una certa coppia passiva fino al raggiungimento della posizione finale.

### **3.2.3 Determinazione delle prestazioni richieste all'attuatore**

Determinare le prestazioni che l'attuatore dovrà fornire in termini quantitativi è indispensabile per poter scegliere, almeno a livello di ipotesi iniziale, i componenti che lo costituiranno. In questo modo sarà anche possibile valutare quanto il *concept* sia idoneo a soddisfare i requisiti principali. Sono riportati in seguito, per ognuna delle tre condizioni di camminata (piano, salita e discesa di scale), i calcoli svolti per ricavare forza, velocità lineare e potenza richiesta all'attuatore, con i relativi risultati.

## Velocità lineare

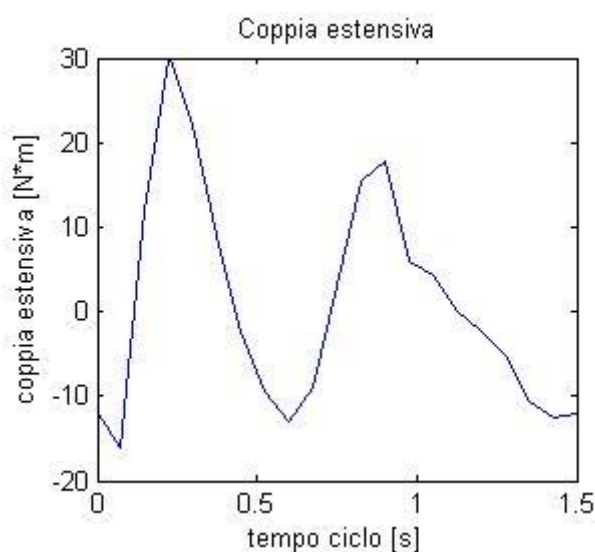
Per ricavare la velocità lineare richiesta all'attuatore (data sia dal movimento dello smorzatore che da quello della chiocciola) è necessario derivare nel tempo la distanza tra i punti di incernieramento, operazione effettuata discretamente. La velocità è per convenzione maggiore di zero quando la gamba si muove in direzione dell'estensione, con conseguente allungamento dell'attuatore.

$$v_{lin}(t) = \frac{dd_{att}(t)}{dt}$$

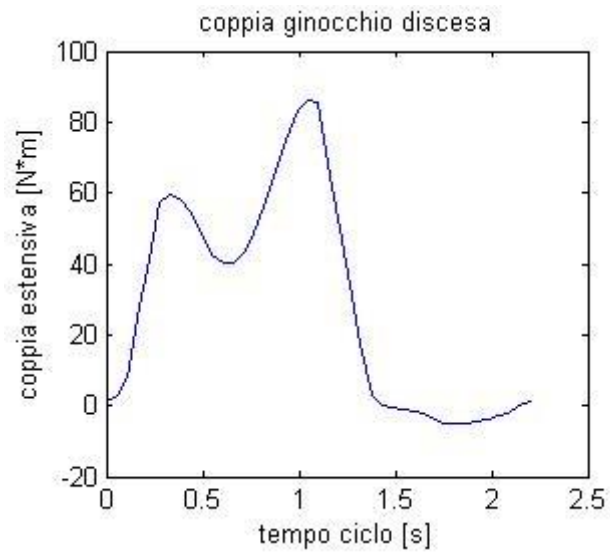
Gli andamenti delle velocità lineari nel tempo, non riportati per non appesantire la trattazione, hanno valori che non superano, in nessuna delle tre condizioni di camminata, la soglia degli 0,4 m/s.

## Forze e potenza attuatore

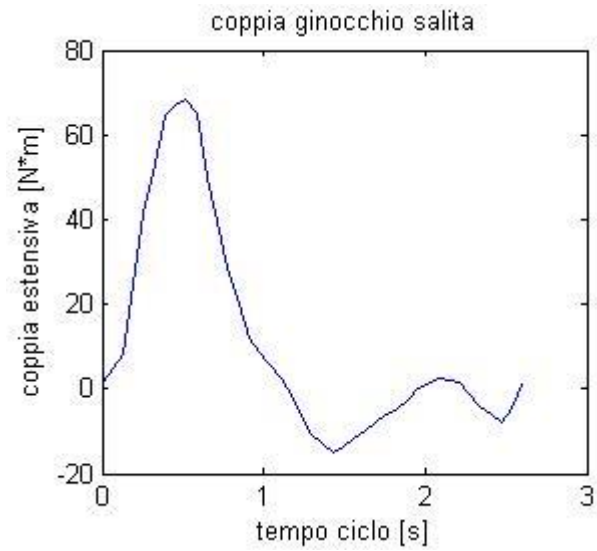
La forza richiesta all'attuatore si ricava a partire dai valori di coppia necessari all'articolazione per la deambulazione, illustrati nel capitolo 1. Essi sono stati calcolati per un utente del peso di 85 Kg e scalati al 70%, come indicato nella specifica tecnica al capitolo 1. Lo stesso discorso vale per le forze necessarie per il passaggio da posizione seduta ad eretta. Per il compimento di quest'ultima azione è stato fissato un tempo iniziale indicativo di 1,5 s, non essendoci vincoli dati dalla specifica. Si riporta per prima cosa l'andamento della coppia per le tre situazioni di camminata e per l'alzata da una sedia; per convenzione essa è positiva se in direzione dell'estensione dell'articolazione, similmente a come avviene per la velocità.



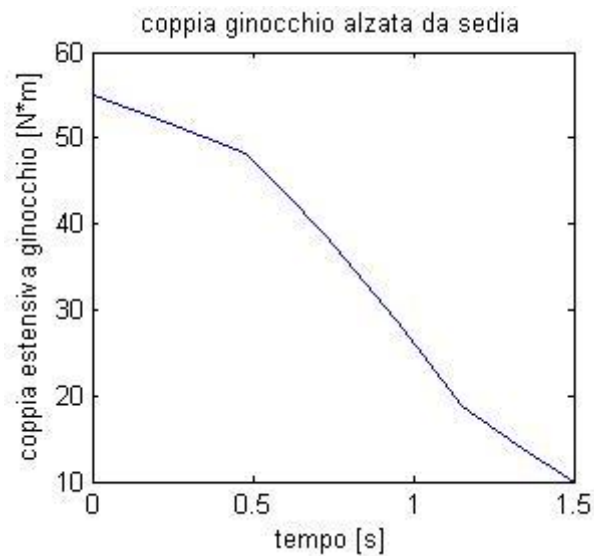
**Fig. 23:** Coppia estensiva del ginocchio durante ciclo del passo in piano.



**Fig. 24:** Coppia estensiva del ginocchio durante il ciclo del passo in discesa (su scale).

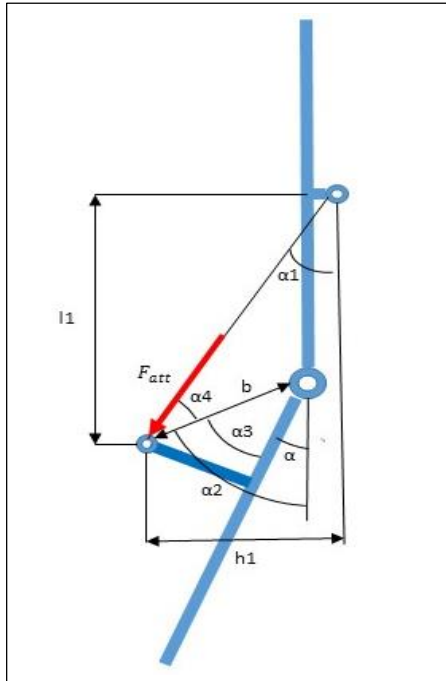


**Fig. 25:** Coppia estensiva del ginocchio durante il ciclo del passo in salita (su scale).



**Fig. 26:** Coppia estensiva del ginocchio durante il passaggio da posizione seduta ad eretta

Si osserva come i valori delle coppie nella *stance phase* della camminata in piano siano notevolmente inferiori rispetto a quelli durante la salita e la discesa di scale, anche a causa degli angoli di flessione del ginocchio minori. Nell'alzata partendo da posizione seduta la coppia diminuisce man mano che l'angolo di flessione del ginocchio si riduce. La forza richiesta all'attuatore  $F_{att}$  si ricava quindi a partire dalla coppia all'articolazione  $C$ , dai parametri legati alla geometria della struttura del tutore e dalla posizione da esso assunta ( $\alpha$ ).



$$h_1(t) = d_3 * \sin \alpha(t) + d_4 \cos \alpha(t) + d_1$$

$$l_1(t) = d_2 + d_3 * \cos \alpha(t) - d_4 * \sin \alpha(t)$$

$$\alpha_1(t) = \tan^{-1} \frac{h_1(t)}{l_1(t)}$$

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \frac{d_4}{d_3}$$

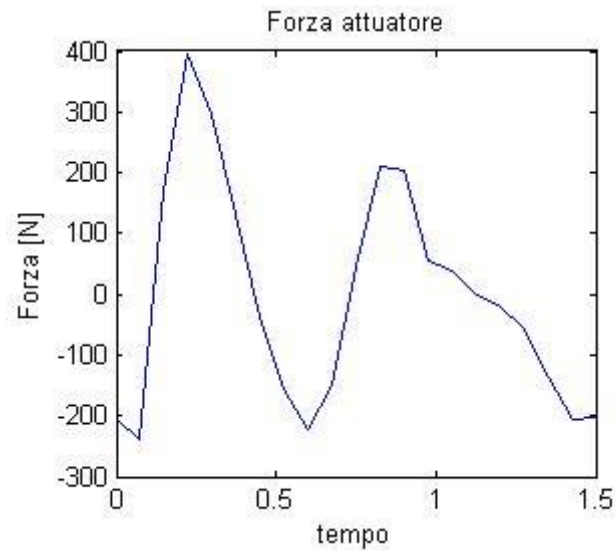
$$\alpha_2(t) = \alpha_3 + \alpha(t)$$

$$\alpha_4(t) = \alpha_2 - \alpha_1(t)$$

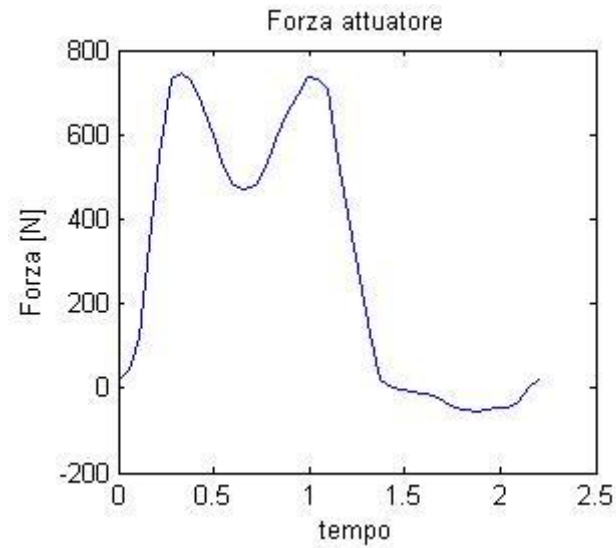
$$F_{att} = \frac{C}{b * \sin \alpha_4}$$

**Fig. 27:** Parametri geometrici del tutore, necessari per il calcolo della forza richiesta all'attuatore a partire dalla coppia all'articolazione.

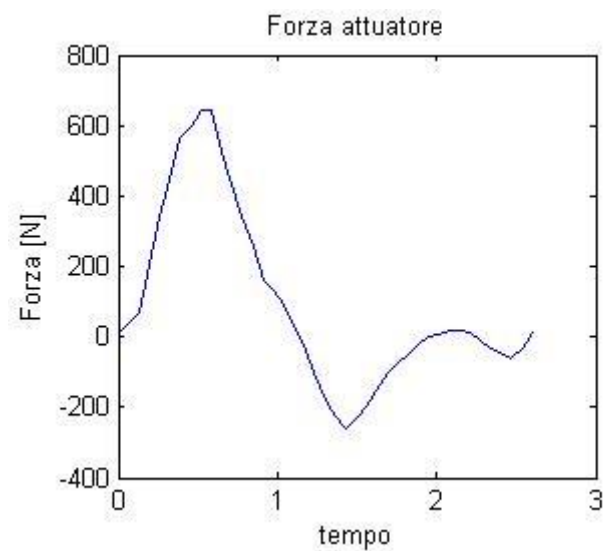
Si riportano i valori della forza richiesta all'attuatore per produrre la coppia necessaria in corrispondenza del ginocchio. Essa è fornita dallo smorzatore durante le fasi passive, e dal motore CC attraverso il sistema vite/chiodi quando si richiede potenza attiva. Come per la coppia, la forza è positiva se lavora in direzione dell'estensione della gamba.



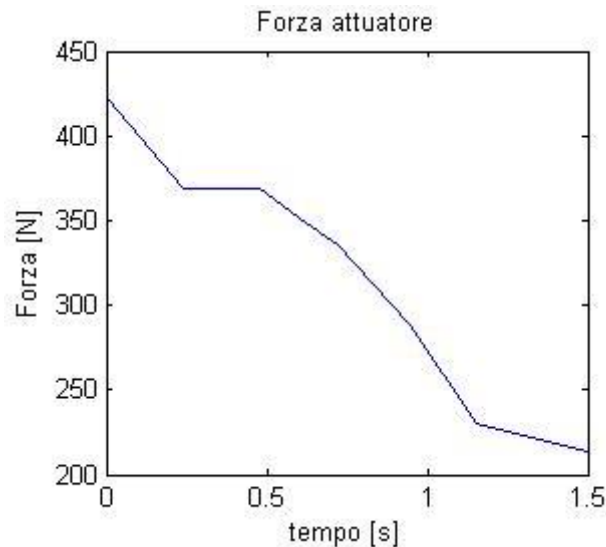
**Fig. 28:** Forza richiesta all'attuatore del primo *concept* durante la camminata in piano.



**Fig. 29:** Forza richiesta all'attuatore del primo *concept* durante la discesa di scale.



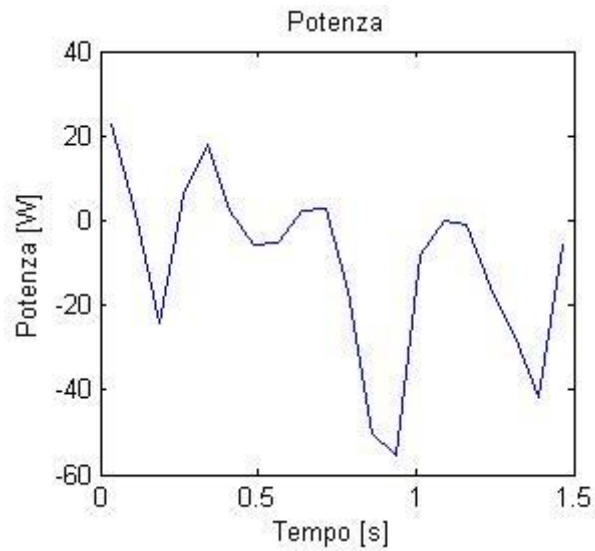
**Fig. 30:** Forza richiesta all'attuatore del primo *concept* durante la salita di scale.



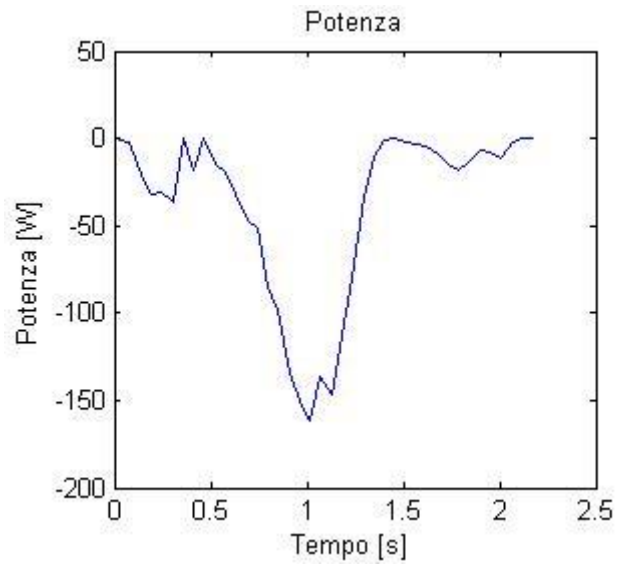
**Fig. 31:** Forza richiesta all'attuatore del primo *concept* durante il passaggio da posizione seduta ad eretta.

Si osserva come i valori ottenuti seguano fedelmente i grafici relativi alle coppie. Non sarà necessario che l'attuatore eroghi esattamente forze con questo andamento durante il ciclo del passo. Potrà essere deciso in seguito di farlo intervenire solo in alcuni periodi e con forze anche inferiori rispetto a quelle rappresentate. Non è detto infatti che il supporto necessario all'indossatore sia sempre pari al 70% della coppia totale necessaria al ginocchio. Nei periodi in cui le coppie da erogare sono basse, ad esempio, la persona potrebbe essere in grado di fornire coi suoi stessi muscoli più del 30% della forza necessaria. Tuttavia poniamo i valori presenti in questi grafici come il *target* che l'attuatore deve essere in grado di raggiungere. Essi danno utili indicazioni sull'ordine di grandezza delle forze che sarà necessario sviluppare. Per definire i componenti che costituiranno l'attuatore, in particolare il motore CC, è però necessario conoscere anche un altro dato, ossia la potenza richiesta. Questo costituisce infatti il primo parametro con cui orientarsi nella scelta di un motore elettrico. Riportiamo per questo motivo i dati relativi alle potenze durante le tre condizioni di camminata, in modo da identificare anche in quali fasi la potenza è attiva, e deve essere fornita dal motore CC, e in quali passiva (valori negativi). La potenza richiesta all'attuatore si ricava semplicemente a partire dai valori di forza e velocità lineare ricavati precedentemente.

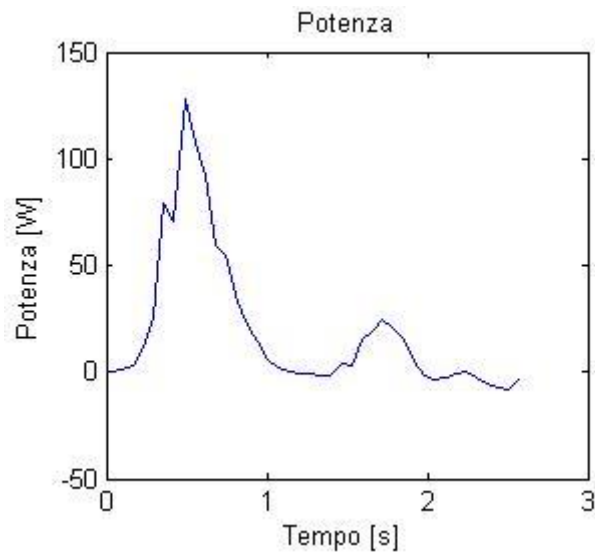
$$P(t) = v_{lin}(t) * F_{att}(t)$$



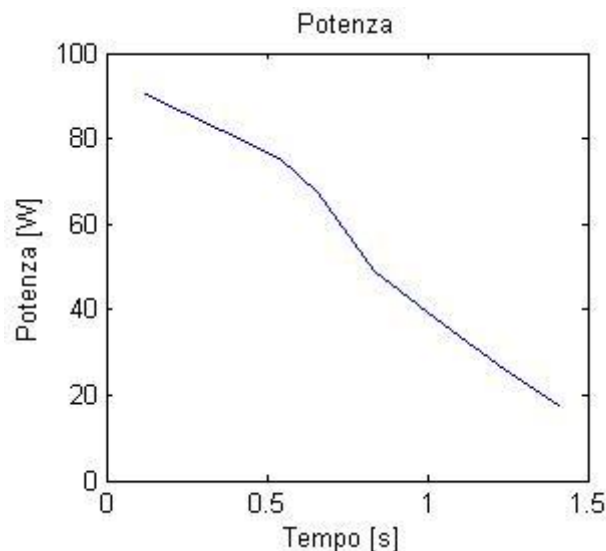
**Fig. 32:** Potenza richiesta all'attuatore durante la camminata in piano, prevalentemente passiva.



**Fig. 33:** Potenza richiesta all'attuatore durante la discesa di scale, esclusivamente passiva.



**Fig. 34:** Potenza richiesta all'attuatore durante la salita di scale. Il picco iniziale di potenza attiva si ha in corrispondenza dell'estensione della gamba che produce il sollevamento del corpo.



**Fig. 35:** Potenza richiesta all'attuatore durante il passaggio da posizione seduta ad eretta.

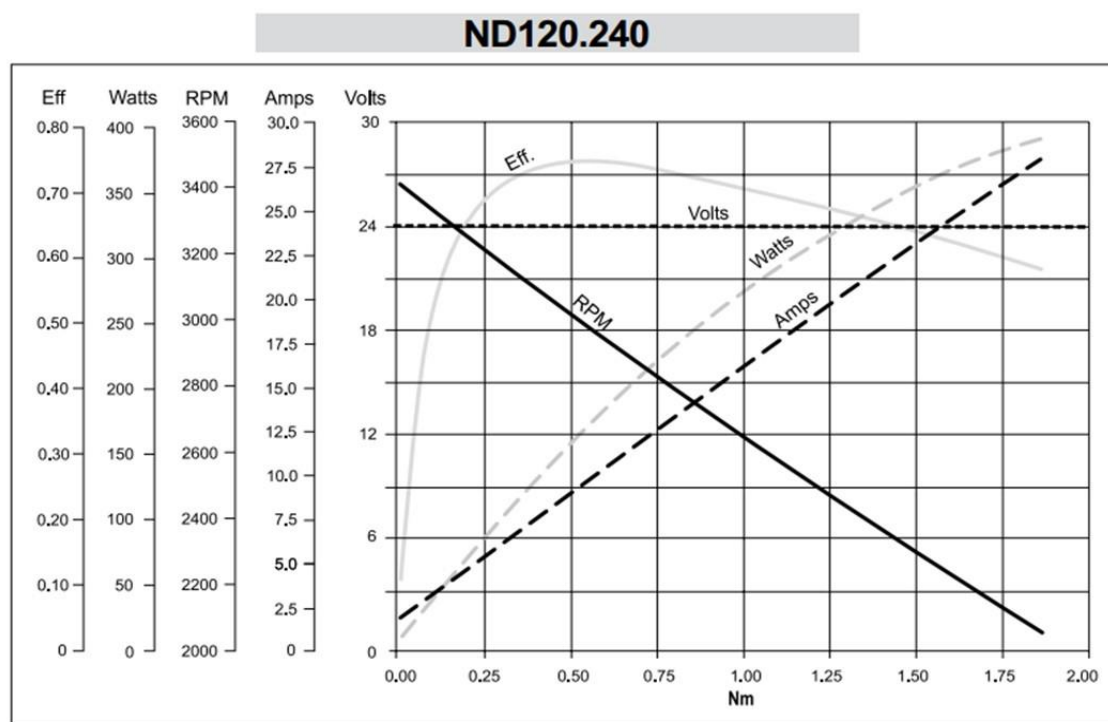
La massima potenza attiva si ha, come prevedibile, durante la salita di scale, con un picco massimo di circa 130 W nella *stance phase*. In questo momento della camminata si ha anche il valore di forza massima attiva richiesto all'attuatore, pari a quasi 700 N, da esercitarsi in direzione dell'estensione della gamba. È quindi sulla base di questi valori relativi alle prestazioni massime che andrà scelto il motore CC da installare e la vite a ricircolo di sfere. La potenza attiva richiesta per l'alzata da una sedia è inferiore a quella massima necessaria durante la camminata in salita, per cui si mantiene il tempo precedentemente fissato per compiere quella manovra (1,5 s). La massima potenza passiva si ha invece durante la discesa di scale e arriva a -170 W. Sempre nella stessa circostanza si hanno le forze massime passive che saranno esercitate dallo smorzatore; esse raggiungono i 750 N e sono prodotte nella direzione dell'estensione dell'arto.

### 3.2.4 Scelta componenti attuatore

Come già accennato, per la selezione dei componenti da impiegare per l'attuatore (smorzatore, motore CC, vite+chiocciola) si sono cercati fin da subito prodotti disponibili in commercio, sfruttando cataloghi *on line* delle case produttrici. Per prima cosa si è voluto trovare un motore in corrente continua che rispondesse ad alcuni requisiti. Il dato principale in base al quale effettuare la ricerca è stata la potenza nominale; si sono cercati motori attorno ai 100-120 W in modo da garantire la richiesta di potenza attiva emersa dai grafici precedenti. Per i brevi istanti in cui la potenza richiesta è superiore a quella di targa (come durante la salita di scale) i motori CC sono comunque in grado di tollerare



un leggero sovraccarico. Un altro aspetto importante è dato dal peso. Durante la ricerca si è riscontrato come, a parità di potenza, i motori in grado di erogare le coppie maggiori tendono ad essere più pesanti rispetto a quelli che forniscono coppie basse ma velocità di rotazione più elevate. In quest'applicazione, in cui le forze richieste possono essere alte, sarebbe auspicabile avere un motore in grado di sviluppare coppie abbastanza consistenti e che allo stesso tempo non pesi troppo. Si è trattato quindi di trovare un giusto compromesso tra i due estremi. Per quanto riguarda la tensione di alimentazione invece, come prescritto dalla specifica tecnica, non è possibile superare i 24 Volt; per motori di taglia modesta, come quello necessario per lo scopo, il rispetto di questo vincolo non costituisce un problema. Infine si è cercato di evitare motori eccessivamente raffinati in modo da contenere i costi, altro aspetto importante del progetto. Dopo una prima ricerca tra vari attuatori elettrici si è trovato un motore CC che è sembrato adatto all'applicazione oggetto di questo lavoro: il modello "ND 120.240" prodotto dal gruppo "Transtecno", di cui si riportano i dati principali e le curve caratteristiche:



**Fig. 36:** Curve caratteristiche del motore CC ND 120.240.

**Fig. 37:** Motore CC ND 120.240 .



Tensione di alimentazione	24 V CC
Potenza massima erogabile continuamente (0.38 N*m, 3000 rpm)	120 W
Potenza massima erogabile per 20 s (0.51 N*m a 3000 rpm)	160 W
Velocità massima (coppia nulla)	5300 rpm
Peso	1,6 Kg

**Tabella 11:** Dati principali del motore CC ND 120.240

Il passo successivo è stato quello di scegliere una vite con chiocciola a ricircolo di sfere con un rapporto di trasmissione opportuno. Il parametro di una vite che determina il rapporto di trasmissione è il passo dell'elica. Esso mette in relazione la velocità angolare della vite con quella lineare della chiocciola secondo la seguente relazione:

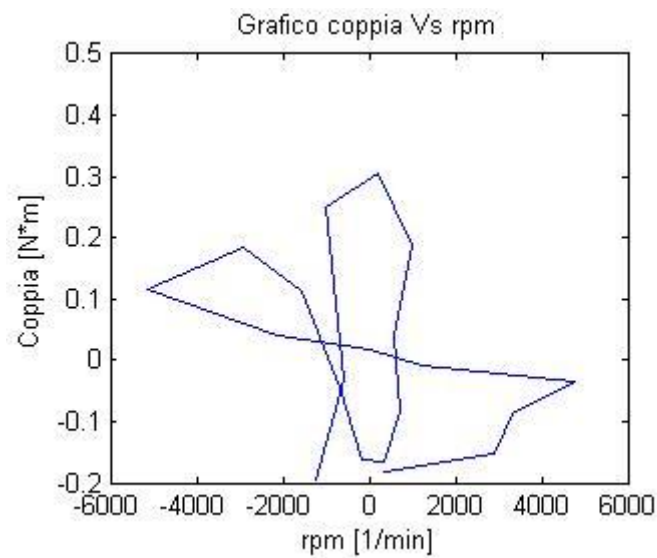
$$n = \frac{v * 60}{p}$$

Dove  $n$  rappresenta il numero di giri al minuto,  $v$  la velocità lineare della chiocciola (m/s) e  $p$  il passo (m). La coppia con cui la vite è messa in rotazione e la forza trasmessa dalla chiocciola sono invece legate dalla formula:

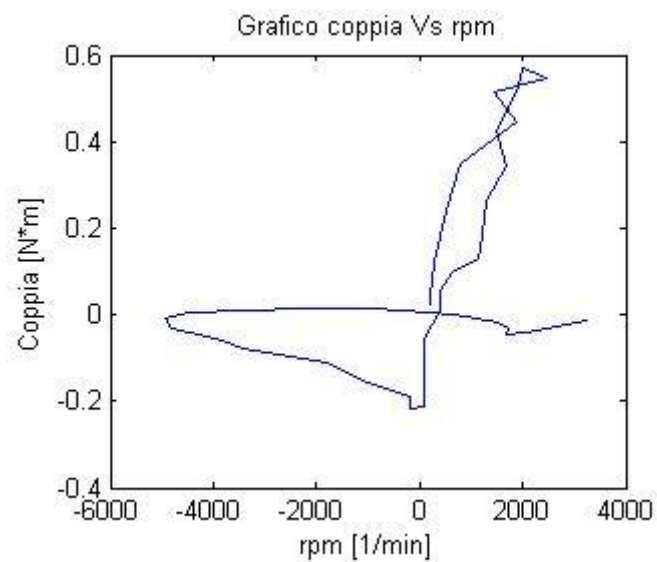
$$M = \frac{F * p}{2\pi * \eta}$$

Dove  $F$  è la forza (N),  $M$  la coppia (N\*m) e  $\eta$  il rendimento che, per questo tipo di viti, è vicino all'unità. La scelta del passo deve essere fatta in modo che la coppia da applicare alla vite quando la forza richiesta è massima sia erogabile dal motore. Inoltre occorre verificare che, quando sono necessarie velocità lineari elevate, al motore non sia richiesta una velocità di rotazione superiore a quella massima. Per ogni valore ipotizzato per il passo della vite sono stati fatti grafici riportanti in ascissa la velocità di rotazione del motore ed in ordinate la coppia all'albero. Essi sono stati ricavati a partire dai valori delle forze e delle velocità lineari richieste all'attuatore per le varie condizioni di camminata. Vengono riportati quelli relativi ad un passo di 5 mm, ritenuto, dopo vari tentativi, quello più idoneo. Per quanto riguarda la discesa di scale il grafico non è stato riportato dal

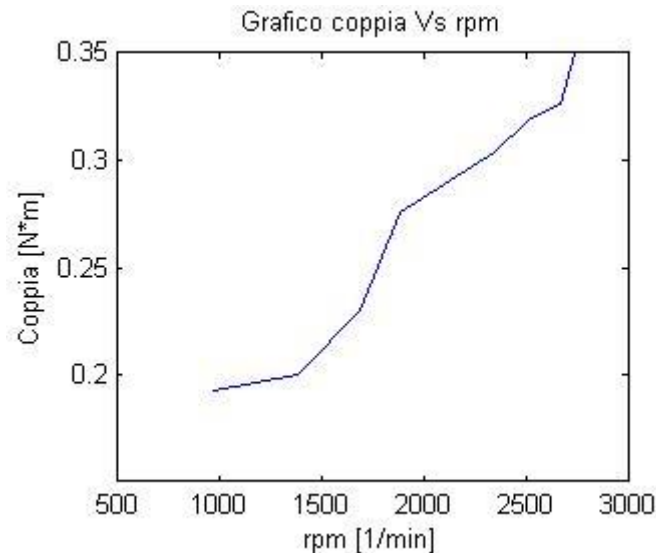
momento che, essendo la potenza passiva in tutto il ciclo, il motore rimarrà sempre fermo e lavorerà solo lo smorzatore.



**Fig. 38:** Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo *concept* durante la camminata in piano.



**Fig. 39:** Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo *concept* durante la camminata in salita.



**Fig. 40:** Posizione dei punti di funzionamento del motore CC del primo *concept* durante l'operazione di alzata partendo da posizione seduta.

Questi grafici, confrontati con la curva caratteristica del motore coppia-rpm in figura 15, permettono di verificare in maniera rapida se tutti i punti di funzionamento richiesti al motore sono sempre raggiungibili da questo. Occorre sottolineare che, per ogni grafico, non tutti i punti sono da tenere in considerazione. Solo i tratti di linea contenuti nel primo e terzo quadrante infatti corrispondono ad un funzionamento effettivo del motore (quando è richiesta cioè potenza attiva). Nel secondo e quarto quadrante, dove i segni di coppia e numero di giri sono discordi, è rappresentata la coppia che dovrebbe fornire il motore se fosse ipoteticamente sfruttato anche come freno. Nella realtà questo non avviene, dal momento che, nelle fasi di potenza passiva, il motore rimarrà bloccato e funzionerà solo lo smorzatore. Per quanto riguarda la camminata in piano, il motore abbinato ad una vite con questo passo, è in grado di fornire sempre la coppia necessaria alla velocità di rotazione richiesta. Lo stesso discorso vale per la manovra di alzata da una sedia. Guardando il grafico relativo alla salita di scale si nota che esso occupa i quadranti di potenza attiva, anche nella *swing phase* iniziale, laddove nella camminata in piano al motore non è richiesto di funzionare. Quest'attività è la più critica, infatti il motore è costretto a funzionare ai limiti del suo *range* di utilizzo. Deve essere in grado di fornire una coppia molto alta durante la *stance phase* per far fronte alle forze richieste, mentre nella fase aerea deve girare alle velocità massime. Per quanto riguarda la coppia massima necessaria, richiesta a 2000 rpm, essa è vicina a 0.6 N\*m. Il motore è in grado di fornirla, come è visibile dalla curva caratteristica, purché per tempi brevi, cosa che peraltro avviene durante la camminata. La massima velocità teoricamente richiesta al motore

durante la *swing phase* iniziale, pari a 4800 rpm, non è però raggiungibile. Infatti esso può arrivare al massimo a 3400 rpm. Per questo motivo, in questa fase, il movimento risulterà più lento del previsto. La velocità fissata precedentemente, quando si era stabilito il tempo del ciclo per la camminata su scale in salita, non può essere raggiunta. Scegliendo di aumentare il passo della vite questo potrebbe essere possibile ma aumenterebbero anche le coppie necessarie nella *stance phase*, e il motore risulterebbe troppo sollecitato per via delle correnti eccessive. Come alternativa si potrebbe installare un motore con potenza superiore ma questo produrrebbe un aumento eccessivo del peso. Si è scelto quindi di accettare questa limitazione, anche perché, per tutte le altre azioni (compresa l'alzata da posizione seduta) il motore risulta pienamente idoneo. Per quanto riguarda la vite con chiocciola a ricircolo di sfere è stata selezionata l'azienda svizzera "Eichenberger Gewinde", che produce vari modelli denominati "Carry". Si possono scegliere diversi tipi di chiocciola, diametri della vite ed è disponibile un ampio *range* di valori per il passo dell'elica. È stato selezionato in prima ipotesi il modello "Carry FBI 16\*5".



**Fig. 41:** Vite a ricircolo di sfere modello Carry FBI, con chiocciola flangiata.

È dotato di chiocciola flangiata (lunga 45 mm), in modo da essere più facilmente collegabile agli altri pezzi della struttura. Il diametro nominale è di 16 mm mentre quello minimo è pari a 13 mm. Quest'ultimo valore consente alla vite di resistere ai carichi di punta di compressione. Per una prima stima della lunghezza totale della vite si deve tenere in considerazione la corsa ( $c$ ), la lunghezza della chiocciola ( $l_c$ ), ed una certa distanza aggiuntiva ( $d$ ), ipotizzata per ora pari a 20 mm, necessaria per vincolare la vite al cuscinetto. La lunghezza approssimativa della vite sarà quindi pari a:

$$l_{vite} = l_c + c + d = 320 \text{ mm}$$

Si riporta una tabella riassuntiva con le caratteristiche di questo primo *concept*.

Struttura portante	<i>Shank link</i> e <i>thigh link</i> laterali all'arto, leva posteriore solidale allo <i>shank link</i>
--------------------	--

Articolazione ginocchio	Giunto con doppia guida e cerniera traslante.
Motore	Motore CC a magneti permanenti “ND 120-240”, 120 W, 24 V
Vite e chiocciola	Vite con chiocciola a ricircolo di sfere “Carry FBR 16*5”
Corsa chiocciola	255 mm
Corsa smorzatore	160 mm
Lunghezza vite	320 mm
Lunghezza leva attuatore	100 mm
Angolo leva attuatore- <i>shank link</i>	90°

**Tabella 12:** Caratteristiche principali del primo *concept* e componenti installati.

### 3.3. Concept con attuatore anteriore alla coscia

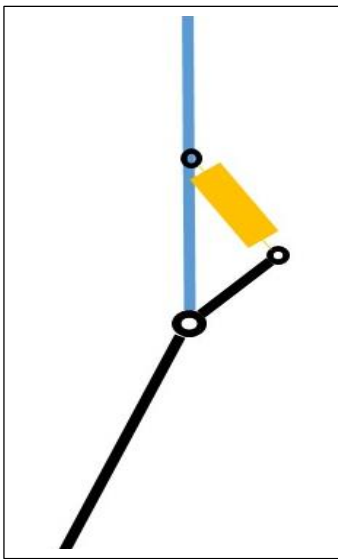
Nella delineazione del secondo *concept*, come accennato nel paragrafo precedente, sono state mantenute alcune linee guida per quanto riguarda la struttura portante del tutore.

Sono rimaste immutate anche le scelte sulla configurazione dell’attuatore.

#### 3.3.1. Struttura

Nel delineare la struttura del secondo *concept*, ci si è attenuti alle scelte effettuate per quello precedente, sotto molti aspetti: la presenza di due *links*, collocati lateralmente all’arto, il tipo di giunto di collegamento tra essi, e la configurazione dell’attuatore (smorzatore lineare in serie alla vite azionata dal motore CC). Anche in questo caso esso è posizionato lateralmente rispetto alla gamba dell’indossatore. Queste decisioni sono state prese in accordo con le considerazioni illustrate nel paragrafo precedente. La differenza sostanziale rispetto al primo *concept* sta nella posizione della leva solidale allo *shank link*. Si è deciso di collocarla anteriormente al *link* nella sua parte superiore, in modo che costituisca un prolungamento di questo oltre l’articolazione del ginocchio. Il primo punto di attacco dell’attuatore è posto sul *thigh link*, come nel primo caso, ma la cerniera questa volta si trova esattamente sull’asse longitudinale di esso, ad una distanza opportuna rispetto al giunto. Il secondo punto di incernieramento si trova chiaramente

all'estremità della leva, il cui asse longitudinale non sarà però allineato con quello del *link* a cui è rigidamente connessa. L'angolo tra leva e *shank link*, nella parte anteriore del tutore, dovrà avere un'ampiezza scelta accuratamente. Bisogna garantire infatti che la forza prodotta dall'attuatore abbia un braccio sufficiente per generare coppia ad ogni angolo di flessione del ginocchio. Con questa disposizione l'attuatore risulta spostato anteriormente rispetto alla prima soluzione, con un importante cambiamento nella collocazione degli ingombri. La principale conseguenza di questo è che esso eserciterà le forze maggiori, quelle che producono una coppia estensiva al ginocchio, esercitando un'azione di trazione invece che di spinta.



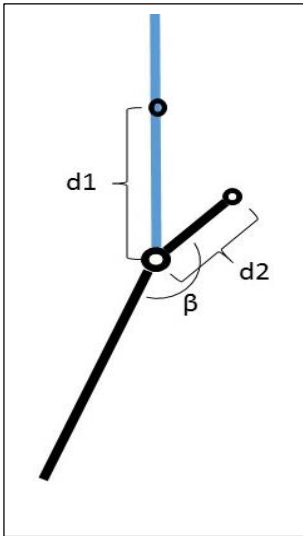
**Fig. 42:** Struttura schematica del secondo *concept*. Le due aste rappresentano i *links*; in particolare si notano in nero lo *shank link* e la leva, rigidamente connessi. L'attuatore raffigurato in giallo non vuole rendere l'idea dell'ingombro reale ma solo mostrare la sua collocazione rispetto ai due punti di incernieramento con la struttura.

### 3.3.2. Determinazione corse attuatore

Come per il caso precedente è necessario verificare che, durante il ciclo del passo nelle tre diverse situazioni, lo smorzatore ritorni, a fine ciclo, nella stessa posizione di partenza. Vanno determinate quindi le corse necessarie allo smorzatore e alla chiocciola sulla vite. È necessario per prima cosa stabilire i parametri geometrici di questa seconda ipotetica configurazione del tutore, determinati dopo una serie di ipotesi e tentativi:

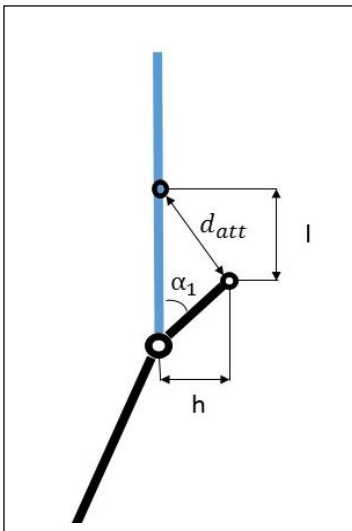
Parametro	Valore
$d_1$	140 mm
$d_2$	100 mm
$\beta$	170°

**Tabella 13:** Quote geometriche principali del secondo *concept*.



**Fig. 43:** Struttura schematica del secondo *concept*. Sono indicate le lunghezze dei segmenti che definiscono la posizione dell'attuatore.

Con la conoscenza di questi valori è possibile determinare geometricamente come varia la distanza tra i due punti a cui è vincolato l'attuatore, in funzione dell'angolo di flessione del ginocchio  $\alpha$  nelle tre condizioni di camminata.



$$\alpha_1(t) = 180^\circ - \beta + \alpha(t)$$

$$h(t) = d_2 * \sin \alpha_1(t)$$

$$l(t) = d_1 - d_2 * \cos \alpha_1(t)$$

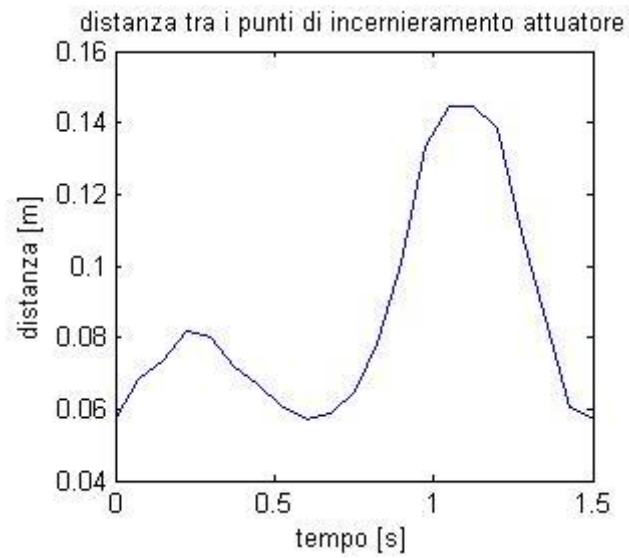
$$d_{att}(t) = \sqrt{h(t)^2 + l(t)^2}$$

**Fig. 44:** Struttura schematica del secondo *concept*. Sono indicate le lunghezze dei segmenti utili per definire le corse dell'attuatore.

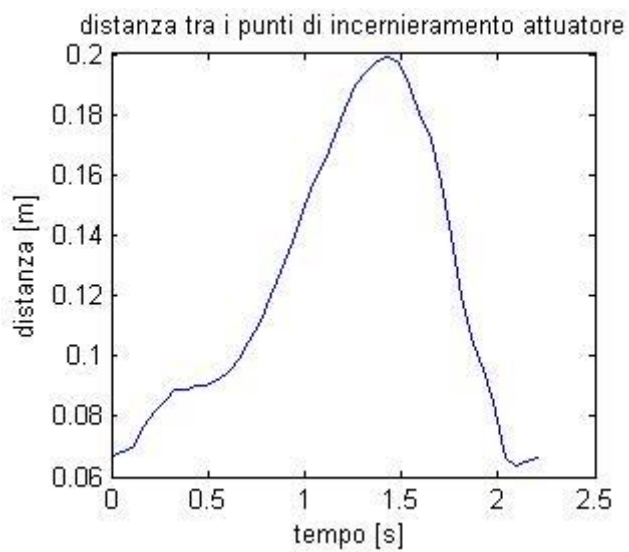
### Escursione dell'attuatore durante il ciclo del passo

Lo spostamento dell'attuatore nella sua globalità (comprensivo di smorzatore) si calcola nel modo già visto al paragrafo precedente. In seguito si riportano i risultati ottenuti per le tre condizioni di camminata.

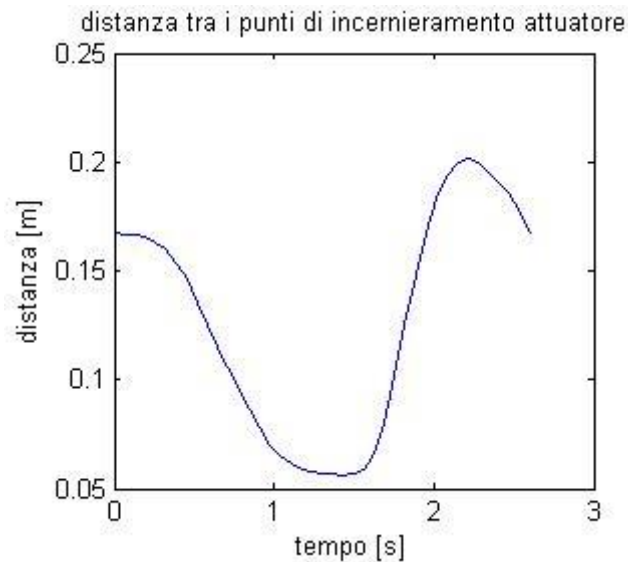




**Fig. 45:** Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l'attuatore del secondo *concept* durante la camminata in piano.



**Fig. 46:** Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l'attuatore del secondo *concept* durante la discesa di scale.

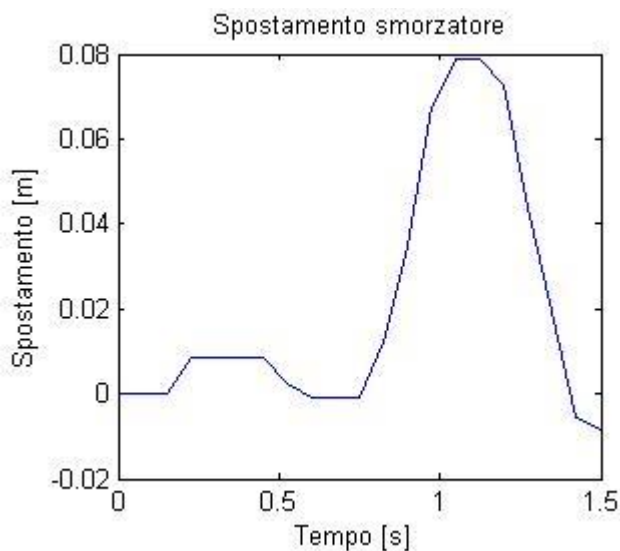


**Fig. 47:** Andamento della distanza tra le cerniere alle quali è vincolato l’attuatore del secondo *concept* durante la salita di scale.

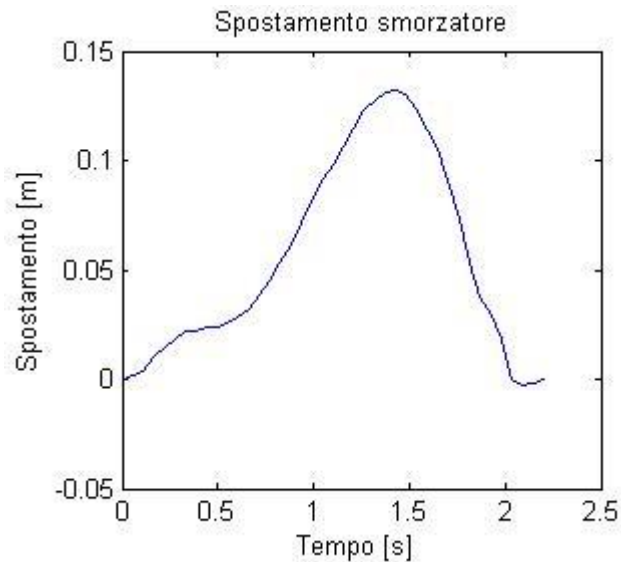
Rispetto al primo *concept* le escursioni dell’attuatore siano più ridotte, merito della diversa geometria della leva. Si nota, inoltre, come gli andamenti dei grafici risultino ribaltati. Questo è dato dal fatto che, trovandosi l’attuatore collegato allo *shank link* anteriormente, esso si allunga con la flessione del ginocchio, contrariamente a quanto avveniva nell’altra configurazione.

### Escursione dello smorzatore

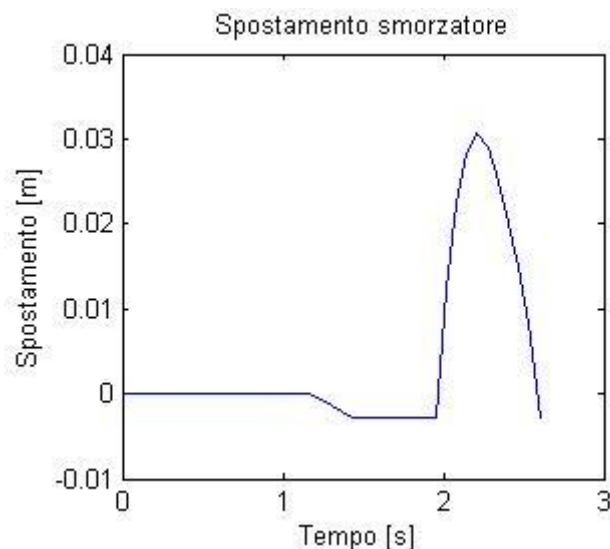
Si riportano i grafici relativi all’escursione dello smorzatore durante la camminata nelle tre condizioni. Vengono rappresentate le posizioni dello smorzatore partendo da quella iniziale che questo avrebbe all’inizio del ciclo del passo (indicata per comodità col valore 0). La posizione iniziale non coincide necessariamente con uno dei due finecorsa.



**Fig. 48:** Spostamento dello smorzatore del secondo *concept* durante il ciclo del passo in piano. Vi è una discrepanza di circa 8 mm tra la posizione iniziale e quella finale dello smorzatore.



**Fig. 49:** Spostamento dello smorzatore del secondo *concept* durante la percorrenza di scale in discesa. La posizione iniziale è uguale a quella finale, dal momento che esso lavora per tutta la durata del ciclo, senza l'intervento del motore.



**Fig. 50:** Spostamento dello smorzatore del secondo *concept* durante la percorrenza di scale in salita. Vi è una discrepanza di pochi mm tra posizione ad inizio e fine ciclo.

Come era prevedibile, questi grafici sono uguali ai corrispettivi del primo *concept* ma ribaltati, a causa della diversa collocazione dell'attuatore. I valori perlopiù positivi dello spostamento indicano che lo smorzatore, durante tutto il ciclo, sarà sempre più esteso rispetto alla posizione di partenza, quasi completamente retratta, contrariamente a quanto avveniva con la precedente disposizione dell'attuatore. Le lievi differenze tra posizione ad inizio e fine ciclo, ove presenti, sono vicine a quelle riscontrate precedentemente e non costituiscono un problema. Si nota come le escursioni relative a alla salita e alla discesa

siano più ridotte del caso precedente; questo consente di scegliere uno smorzatore con corsa inferiore, a tutto vantaggio di una maggiore compattezza. Per determinare quest'ultimo parametro dello smorzatore lineare facciamo riferimento anche in questo caso alla discesa di scale, dove l'escursione è la maggiore. La differenza tra il valore massimo e quello minimo riportati sul grafico dello spostamento fornisce la corsa necessaria allo smorzatore, che sarà pari a 130 mm.

### **Escursione della chiocciola**

Per quanto riguarda la valutazione della corsa necessaria alla chiocciola, da cui dipenderà la lunghezza totale della vite, si considera tutto il *range* angolare consentito per il movimento del tutore (0°-135°), in accordo con le considerazioni fatte per il primo *concept*. La corsa è pari alla differenza tra la distanza massima tra i punti di incernieramento (con ginocchio flesso di 135°) e quella minima (completa estensione).

$$c = d_{max}(135^\circ) - d_{min}(0^\circ) = 185 \text{ mm}$$

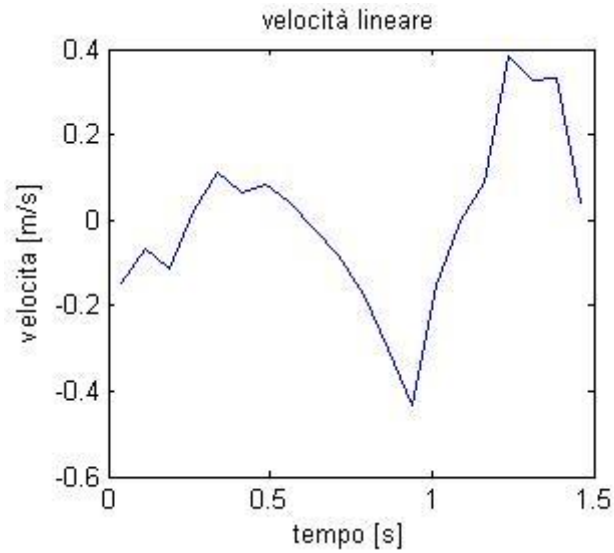
A differenza della soluzione precedente, in questo caso l'angolo di flessione massima di 135° è pienamente raggiungibile.

### **3.3.3 Determinazione delle prestazioni richieste all'attuatore**

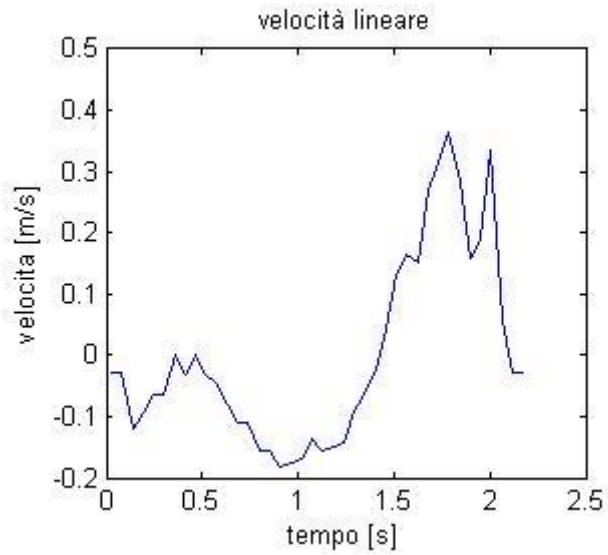
Anche in questo caso si determinano le prestazioni richieste all'attuatore, in termini di velocità lineare, forza e potenza per verificare se i componenti scelti per il primo *concept* possono essere mantenuti anche per questo.

#### **Velocità lineare**

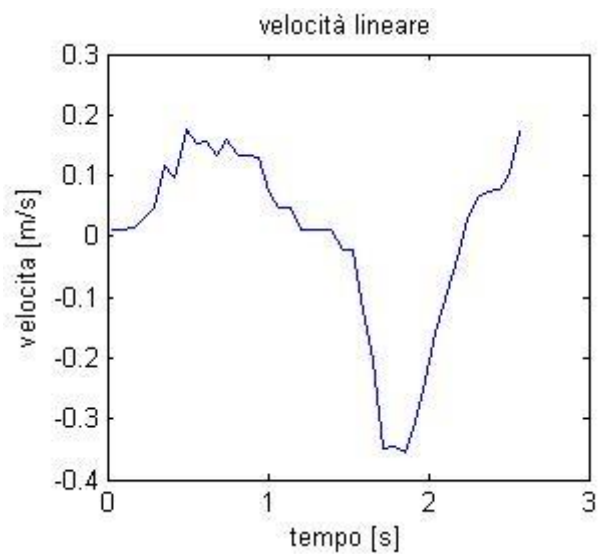
È stata determinata la velocità lineare dell'attuatore a partire dai grafici della distanza tra le due cerniere a cui esso è vincolato. Nei momenti in cui è richiesta potenza attiva questa velocità sarà frutto del movimento della chiocciola sulla vite, in caso contrario dello scorrimento dello smorzatore.



**Fig. 51:** Velocità lineare dell'attuatore del secondo *concept* durante il ciclo del passo in piano.



**Fig. 52:** Velocità lineare dell'attuatore del secondo *concept* durante la discesa di scale.

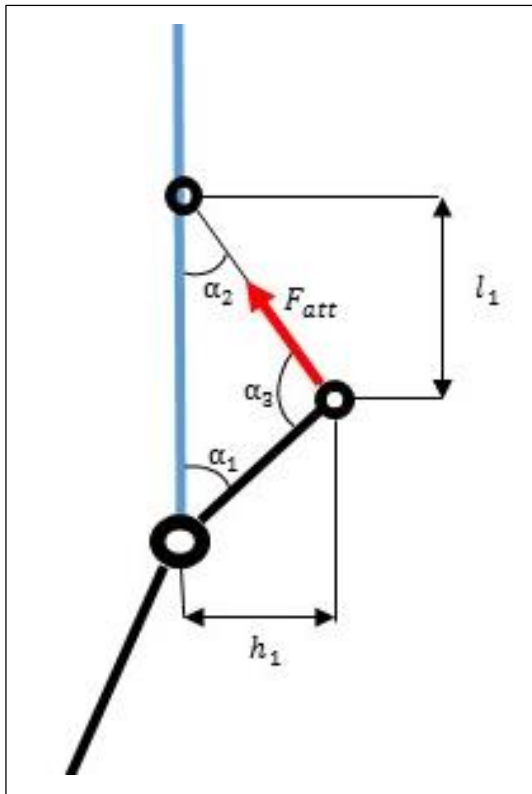


**Fig. 53:** Velocità lineare dell'attuatore del secondo *concept* durante la percorrenza di scale in salita.

Questi grafici hanno esattamente lo stesso andamento dei corrispettivi del primo *concept*. Non risultano ribaltati, così come quelli raffiguranti la distanza tra i punti di incernieramento dell'attuatore poiché, volutamente, sono stati rappresentati in modo che la velocità risulti positiva se nel verso dell'estensione del ginocchio. I valori risultano solo lievemente inferiori rispetto a quelli del caso precedente, per via del differente cinematismo.

### Forze attuatore

La forza richiesta all'attuatore  $F_{att}$  si ricava a partire dai valori della coppia  $C$  necessaria all'articolazione per la deambulazione, già riportati al paragrafo precedente. Per il suo calcolo si utilizzano i parametri legati alla geometria della struttura del tutore e all'angolo di flessione del ginocchio  $\alpha$  durante il ciclo del passo.



$$\alpha_1 = 180^\circ - \beta + \alpha$$

$$h_1 = d_2 \sin \alpha_1$$

$$l_1 = d_1 - d_2 * \cos \alpha_1$$

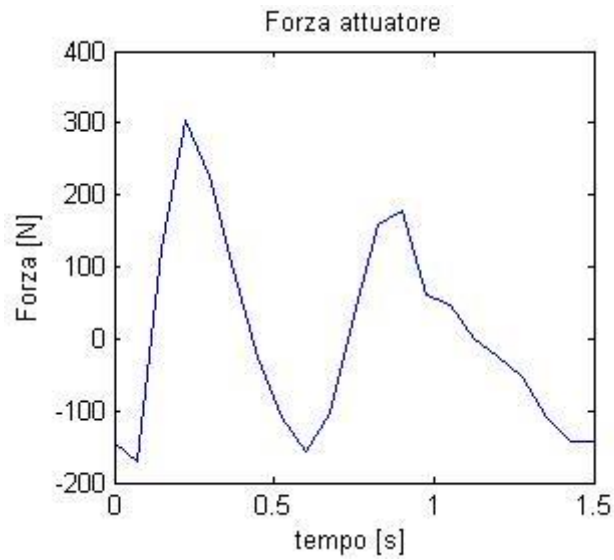
$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{h_1}{l_1}$$

$$\alpha_3 = 180^\circ - \alpha_2 - \alpha_1$$

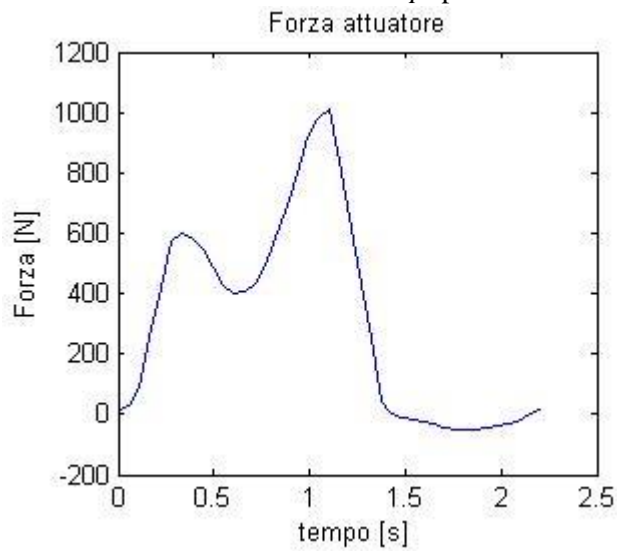
$$F_{att} = \frac{C}{d_2 * \sin \alpha_3}$$

**Fig. 54:** Struttura del secondo *concept* con evidenziati gli angoli e le distanze utili per calcolare la forza richiesta all'attuatore per poter sviluppare, in corrispondenza dell'articolazione la coppia necessaria.

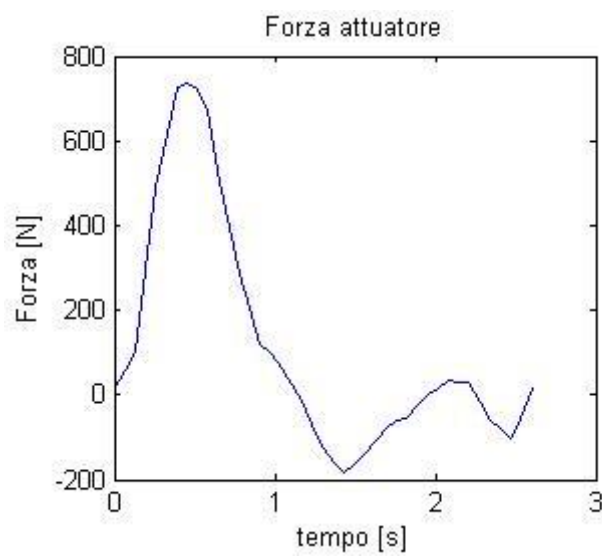
Si riportano i grafici raffiguranti l'andamento delle forze richieste all'attuatore durante il ciclo del passo per le tre condizioni di camminata e per l'alzata da posizione seduta. I valori sono positivi se nel verso dell'estensione della gamba.



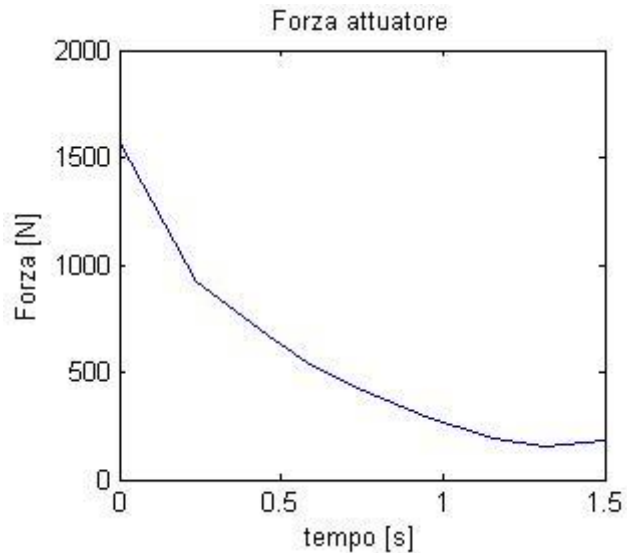
**Fig. 55:** Forza richiesta all'attuatore del secondo *concept* per la camminata in piano.



**Fig. 56:** Forza richiesta all'attuatore del secondo *concept* per la discesa di scale.



**Fig. 57:** Forza richiesta all'attuatore del secondo *concept* per la salita di scale.



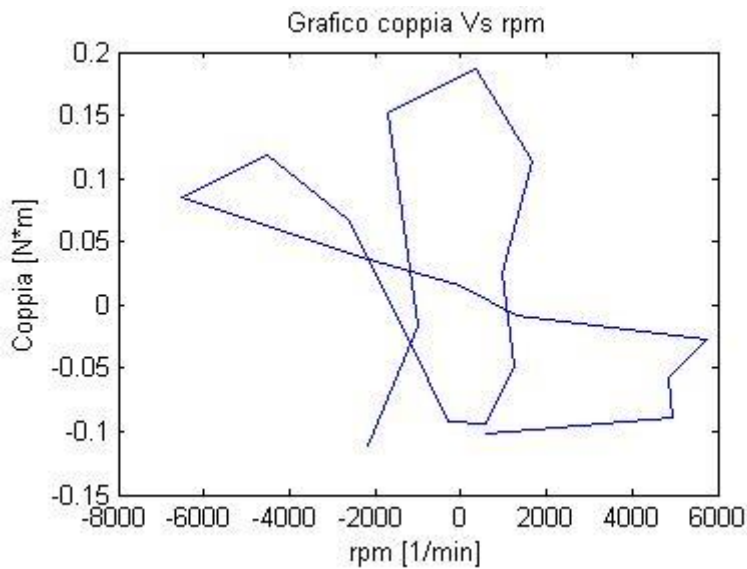
**Fig. 58:** Forza richiesta all'attuatore del secondo *concept* per l'azione di alzata a partire da posizione seduta.

Con questa configurazione, si nota come la forza massima relativa alla *stance phase* della camminata in piano sia inferiore rispetto a quella del primo *concept* (300 N contro 400 N). Questo avviene poiché, con la leva disposta anteriormente allo *shank link*, la forza dell'attuatore dispone di un braccio maggiore per produrre coppia per bassi angoli di flessione del ginocchio ( $15^{\circ}$ - $30^{\circ}$ ). Nella *stance phase* durante la discesa di scale l'andamento della forza mostra due picchi. Il primo raggiunge un valore di forza inferiore in confronto al corrispettivo del primo *concept*, mentre il secondo picco arriva ad un valore superiore (1000 N contro 750 N). L'angolo di flessione del ginocchio in corrispondenza di questo secondo picco è di circa  $80^{\circ}$ , valore per cui il braccio offerto dalla leva posteriore allo *shank link* è maggiore di quello dato dalla leva anteriore, con conseguente necessità di forza inferiore da parte dell'attuatore. Per quanto riguarda la salita di scale, il valore di forza massimo è solo leggermente superiore rispetto all'altro caso. Si ha invece una sostanziale differenza per l'azione di sollevamento da posizione seduta ad eretta. Durante l'inizio di quest'operazione, quando è richiesta la coppia massima al ginocchio, l'articolazione ha la massima flessione ( $135^{\circ}$ ) e la leva offre un braccio molto ridotto. Per questa ragione la forza attiva richiesta all'attuatore raggiunge i 1500 N. Nonostante i valori delle forze presentino differenze anche rilevanti tra le due configurazioni del tutore, la potenza richiesta è ovviamente identica, per ognuna delle condizioni di camminata. Le coppie richieste dal ginocchio e le sue velocità angolari sono infatti le medesime per entrambi i *concept*. Per questo motivo si evita di riportare i grafici relativi alle potenze.

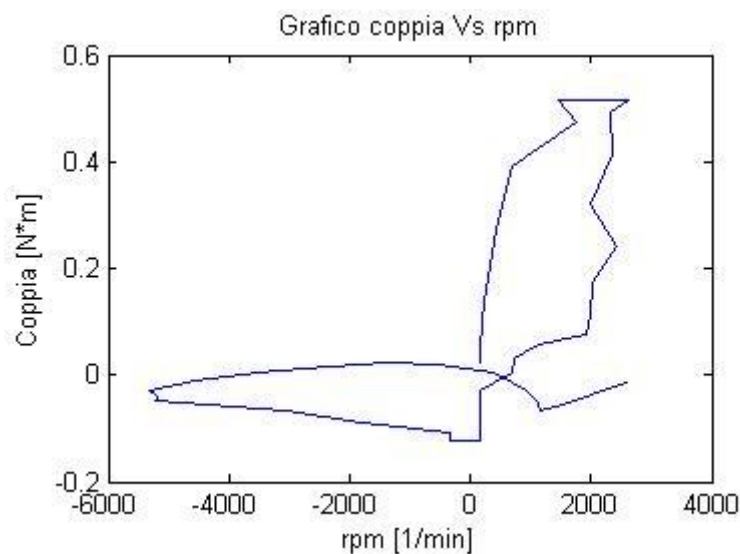


### 3.3.4. Scelta componenti attuatore

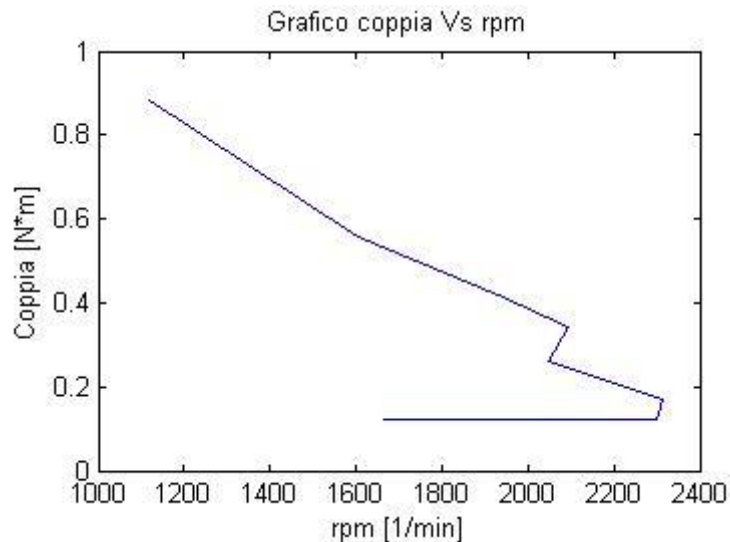
Per quanto riguarda la scelta dei componenti dell'attuatore, è stato deciso di impiegare lo stesso motore del primo *concept*, dal momento che le potenze richieste sono le medesime. Per la vite a ricircolo di sfere si è mantenuto lo stesso modello ma si è provato a diminuire il passo per far fronte all'aumento della forza massima richiesta nella manovra di alzata. Si riportano i grafici raffiguranti la coppia richiesta al motore in relazione al numero di giri, utilizzati per verificare che l'attuatore elettrico lavori sempre all'interno del suo *range* d'utilizzo.



**Fig. 59:** Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo *concept* durante la camminata in piano.



**Fig. 60:** Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo *concept* durante la salita di scale.



**Fig. 61:** Posizione dei punti di funzionamento del motore del secondo *concept* durante l'alzata da posizione seduta.

Questi grafici sono stati ricavati con un passo della vite pari a 4 mm. In questo modo si cerca di limitare la coppia richiesta al motore all'inizio dell'operazione di alzata, dove il ginocchio è flesso di  $135^\circ$ . Nonostante questa riduzione la coppia richiesta è decisamente elevata (circa  $0.9 \text{ N}\cdot\text{m}$ ). Il motore, come visibile dall'immagine **3.30**, è in grado comunque di erogarla alla velocità di rotazione richiesta ma le correnti circolanti sarebbero elevate e non sostenibili per un lungo periodo. Quest'azione avviene però in tempi brevi quindi una sollecitazione del genere può essere ammessa. La salita di scale, similmente a come avveniva nel primo *concept*, presenta il problema relativo alla *swing phase* iniziale, dove al motore è richiesto di lavorare ad una velocità di rotazione maggiore rispetto a quella massima. Anche in questo caso quindi, la *swing phase* dovrà subire un rallentamento. La camminata in piano invece non presenta problemi di nessun tipo, né per quanto riguarda le coppie né per le velocità. Per la scelta della vite, il passo di 4 mm è ritenuto essere il miglior compromesso che consente di ottenere le forze massime richieste e al contempo raggiungere buone velocità di avanzamento della chiocciola. Il diametro della vite può essere minore rispetto al caso precedente dal momento che, con questa disposizione dell'attuatore, non ci sono problemi di carichi di punta elevati. Le coppie più alte richieste al ginocchio sono infatti estensive e questo corrisponde ad un'azione di tiro da parte del sistema vite+chiocciola. Si è scelto quindi il modello "Carry FBR 12\*4" con un diametro di nocciolo di 9.8 mm e dotato sempre di chiocciola flangiata. La lunghezza totale della vite è calcolata in prima approssimazione considerando la corsa  $c$  precedentemente ricavata, la lunghezza della chiocciola  $l_c$ , pari a 36 mm, e la distanza aggiuntiva  $d$  di 20 mm.

$$l_{vite} = l_c + c + d = 241 \text{ mm}$$

Si riassumono ora in una tabella le caratteristiche principali di questo secondo *concept* ed i componenti scelti:

Struttura portante	<i>Shank link</i> e <i>thigh link</i> laterali all'arto, leva solidale allo <i>shank link</i>
Articolazione ginocchio	Giunto con doppia guida e cerniera traslante.
Motore	Motore CC a magneti permanenti "ND 120-240", 120 W, 24 V
Vite e chiocciola	Vite con chiocciola a ricircolo di sfere "Carry FBR 12*4"
Corsa chiocciola	185 mm
Corsa smorzatore	130 mm
Lunghezza vite	241 mm
Lunghezza leva attuatore	100 mm
Angolo leva attuatore- <i>shank link</i>	170°

**Tabella 14:** Caratteristiche principali del secondo *concept* e componenti installati

### 3.4. Sviluppo del *concept* definitivo

Si procede ora con la scelta del *concept* definitivo confrontando le due proposte delineate nei paragrafi precedenti. Per la soluzione ritenuta migliore occorrerà effettuare alcuni affinamenti, al fine di ridurre i difetti riscontrati e di renderla più conforme ai requisiti della specifica tecnica.

#### 3.4.1. Scelta del *concept* più idoneo

Per effettuare la selezione tra le due alternative, le si confrontano inizialmente in base ai requisiti presenti nella specifica tecnica, suddivisi tra funzioni utili, dannose e risorse impiegate dall'utente.

## **Funzioni utili**

Il primo requisito presente in questa categoria riguarda la velocità massima di camminata in piano, pari a 40 cicli del passo al minuto (1,5 s per ciclo). Entrambi i *concept* sono in grado di rispettare questo vincolo: come si è riscontrato dai grafici coppia-rpm infatti, il motore riesce sempre a sviluppare la velocità richiesta dal ciclo del passo in piano. Durante le fasi in cui non interviene il motore, il raggiungimento delle velocità lineari elevate richieste all'attuatore è sempre garantito dallo scorrimento dello smorzatore a motore fermo.

Anche per quanto riguarda le coppie massime attive richieste all'articolazione entrambi i *concept* risultano idonei. Per l'erogazione delle coppie passive andranno scelti inseguito degli smorzatori lineari in grado di fornire le forze frenanti richieste, che comunque sono simili per entrambe le configurazioni del tutore. La corretta regolazione delle forze esercitate dall'attuatore per produrre le coppie necessarie, in ogni fase del ciclo del passo, sarà affidata al sistema di controllo, per il momento non ancora definito.

Riguardo l'autonomia energetica nella camminata in piano si potrebbe affermare, in prima battuta, che le due soluzioni siano equivalenti a livello di consumo di energia elettrica. Infatti l'andamento della potenza meccanica nel ciclo del passo è identico per entrambi i *concept*, così come il modello del motore. Tuttavia nel primo caso, a causa anche del passo della vite maggiore, il motore gira mediamente più lento e con coppie maggiori. In questa condizione di funzionamento (finché non si superano i  $0.5 N*m$ ) l'efficienza cresce all'aumentare della coppia come visibile dalla curva in figura **3.30**. Quindi si può concludere che il primo *concept*, relativamente alla camminata in piano, permetterebbe un consumo energetico leggermente minore, a tutto vantaggio dell'autonomia energetica.

## **Funzioni dannose**

Il primo requisito relativo alle funzioni dannose richiede che il tutore abbia una sporgenza minima nella parte posteriore di coscia e polpaccio. Entrambe le soluzioni possono rispettare questa richiesta dal momento che il sistema di attuazione è collocato lateralmente rispetto all'arto. Tuttavia bisogna fare delle considerazioni ulteriori. L'obiettivo di questo requisito è quello di permettere all'indossatore di stare in posizione

seduta. Il primo *concept*, per via della collocazione dell'attuatore non permette di raggiungere e mantenere agevolmente questa posizione. Per restare seduto con ginocchia flesse tra i 90 ed i 135° infatti, l'indossatore dovrebbe far sporgere il ginocchio rispetto al bordo anteriore del piano di seduta di almeno 14-15 cm. Questo per evitare che la leva posteriore al polpaccio e la vite vengano a collidere col piano di seduta. Una posizione del genere potrebbe risultare scomoda o non tollerabile per alcuni utenti. Più idoneo sotto quest'aspetto, è il secondo *concept*, in cui la posizione dell'attuatore spostata superiormente al *thigh link* permette di rimanere seduti senza intralci.

L'ingombro nella zona anteriore alla coscia invece, è senz'altro minore per il primo *concept*, non essendoci ingombri dati da attuatore o parti strutturali. Il secondo è chiaramente svantaggiato per via della presenza della leva che, con utente seduto e ginocchio flesso di 90°, sporge verso l'alto. A quest'angolazione vi è inoltre l'ingombro di una porzione della vite, che continua oltre la chiocciola incernierata alla leva. Si ha quindi una sporgenza massima di circa 11 cm verso l'alto, rispetto alla cerniera che costituisce l'articolazione del ginocchio. Va comunque notato che, in realtà, la sporgenza rispetto alla sagoma dell'arto è inferiore a questo valore e consentirebbe comunque di rimanere in posizione seduta con gambe sotto un tavolo, purché la superficie inferiore del piano d'appoggio non sia troppo vicina a quello di seduta. In definitiva, sebbene meno idoneo rispetto al primo, anche il secondo *concept* può considerarsi adeguato a soddisfare il requisito, anche per via del fatto che si tratta di una specifica di tipo qualitativo. Un dato da tenere in considerazione a favore di quest'ultimo è anche la minore corsa necessaria alla chiocciola, con conseguente riduzione dell'ingombro dato dalla lunghezza della vite.

Il requisito sulla tensione massima di alimentazione delle utenze elettriche è rispettato da entrambe le soluzioni dal momento che il motore scelto funziona con 24 Volt. Non sono ancora stati scelti gli altri dispositivi elettrici da installare ma, sicuramente, trattandosi di sensori e schede programmabili, richiederanno una tensione più bassa.

Per quanto riguarda la limitazione degli strisciamenti relativi tra l'arto e le parti del tutore destinate ad ospitarlo le due soluzioni si equivalgono. Infatti per entrambe si è stabilito di utilizzare un giunto in corrispondenza del ginocchio in grado di seguire abbastanza fedelmente il movimento naturale del ginocchio. Esso consente la roto-traslazione di un *link* rispetto all'altro, movimento consentito da una cerniera che può scorrere all'interno di una guida rettilinea.

## **Risorse impiegate dall'utente**

Riguardo al peso del tutore, il secondo *concept* potrà senz'altro essere più leggero del primo per vari motivi. La corsa richiesta allo smorzatore lineare è minore di 30 *mm* e dà potenzialmente la possibilità di impiegare uno smorzatore più corto e conseguentemente più leggero. Inoltre la vite è più corta di circa 80 *mm* ed ha un diametro inferiore, così come è leggermente più piccola e leggera la chiocciola.

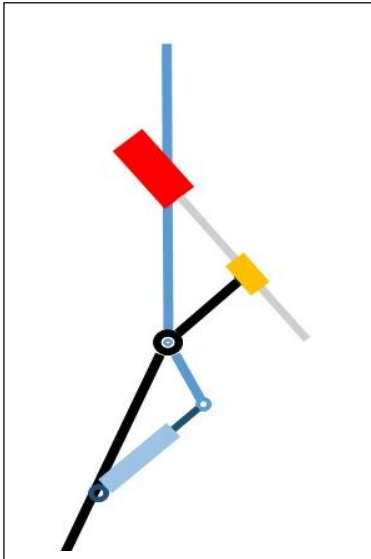
In base a queste considerazioni sulle varie specifiche tecniche si è scelto di continuare a sviluppare il secondo *concept*. Questa decisione è stata presa in primo luogo perché esso consente di svolgere le azioni di alzata e seduta in maniera più agevole, aspetto che si è ritenuto fondamentale per questo progetto, soprattutto pensando alle categorie di utenti ai quali è destinato. In secondo luogo perché esso permette un maggiore contenimento dei pesi e degli ingombri (inferiori lunghezze di vite e smorzatore). Rispetto alla prima soluzione esso ha maggiori ingombri nell'area anteriore alla coscia, ma questo non costituisce un grave limitazione e si è disposti ad accettarlo. Il consumo energetico da parte del motore CC è leggermente maggiore rispetto alla prima configurazione del tutore ma la differenza è comunque irrisoria e non influenza nella scelta di batterie più o meno pesanti per far fronte all'autonomia energetica richiesta. Un'altro aspetto che ha fatto protendere verso questa scelta è stato il fatto che le forze più elevate vengono fornite dall'attuatore quando esso lavora in trazione. In questo modo la vite, che deve essere montata a sbalzo, non è soggetta a carichi di punta elevati, come nel caso del primo *concept*. Infatti, anche in caso di vite correttamente dimensionata per resistere a tali carichi, questi potrebbero causare una flessione, anche lieve, potenzialmente in grado di rendere più difficoltoso lo scorrimento della chiocciola.

### **3.4.2. Soluzione per il miglioramento dell'attuatore**

Nonostante il secondo *concept* sia migliore rispetto al primo, esso presenta comunque alcuni punti di debolezza, che necessitano di essere affrontati. In primo luogo, l'ingombro laterale dato dalla presenza dello smorzatore collegato con la chiocciola potrebbe essere eccessivo. Infatti esso, per non collidere col motore quando la chiocciola è all'inizio della sua corsa, dovrà essere sufficientemente disassato rispetto a questo. La sporgenza laterale

dell'attuatore risulta quindi data dal diametro del motore al quale andrà sommato quello del cilindro dello smorzatore (figura 10) Sebbene la specifica tecnica non ponga dei vincoli al riguardo, un ingombro laterale eccessivo potrebbe dare qualche problema nella seduta su poltrone o sedie dotate di braccioli laterali. Oltre a questo, vi è il problema dei carichi non centrati che gravano su smorzatore e vite. Sullo stelo dello smorzatore infatti, vengono trasferiti i carichi provenienti dalla leva tramite un apposito pezzo che permette di superare la vite, visibile nella figura 10. Esso scaricherà sullo smorzatore anche un momento che tenderà a flettere lo stelo. La stessa cosa succede, a cascata, per la vite. Questi carichi non centrati rispetto all'asse della vite e dello smorzatore, tollerabili con un corretto dimensionamento delle parti, potrebbero produrre potenzialmente delle deformazioni, evitabili configurando l'attuatore in modo diverso. Un altro problema che si presenta è quello del bloccaggio della chiocciola sulla vite durante le fasi in cui si muove lo smorzatore. Questo richiederebbe un sistema di frenatura del motore che impedisca all'albero e alla vite di ruotare per effetto della forza che lo smorzatore trasmette alla chiocciola. Quest'azione potrebbe essere compiuta in due modi. Si potrebbe installare un freno meccanico o elettromagnetico sull'albero del motore, che però produrrebbe un aumento di peso, ingombri e complessità del sistema. In alternativa sarebbe possibile far svolgere al motore stesso l'azione frenante, controllandolo in modo che eroghi coppia resistente a velocità nulla. Questo però potrebbe danneggiarlo quando gli siano richieste coppie elevate per tempo prolungato, per via delle alte correnti circolanti negli avvolgimenti; ad esempio durante la discesa di scale, quando lavora solo lo smorzatore e il motore deve rimaner bloccato per tutta la durata del ciclo del passo.

Per questi motivi si è pensato di modificare l'attuatore eliminando lo smorzatore in serie alla chiocciola, trovandogli un'altra collocazione che desse minori problemi di ingombro. Necessariamente esso deve avere ogni estremità collegata ad uno dei due *links*, per poter esercitare una coppia in corrispondenza dell'articolazione. La soluzione che è stata trovata consiste nel collegare rigidamente al *thigh link* una leva, in corrispondenza della parte anteriore del giunto del ginocchio. Alla sua estremità va incernierato lo stelo dello smorzatore, mentre il cilindro si collega ad una cerniera alla base dello *shank link*. Con una leva di dimensioni contenute si possono ridurre gli ingombri, mantenendo lo smorzatore molto vicino alla struttura del tutore e svincolando così le due parti dell'attuatore preposte all'erogazione di potenza attiva e passiva.



**Fig. 62:** Configurazione schematica definitiva del tutore. Il motore elettrico (in rosso) e la vite sono collocati nella stessa posizione del secondo *concept*. Lo smorzatore, non più connesso in serie alla chiocciola (in giallo), viene incernierato ad una seconda leva (solidale al *thigh link*) ed allo *shank link*.

I potenziali problemi che possono sorgere con questa configurazione riguardano il fatto che, sia lo smorzatore che la vite si muoveranno durante tutto il ciclo del passo, indipendentemente dal fatto che ci si trovi in una fase di potenza attiva o passiva. Il movimento dello smorzatore, durante i periodi di potenza attiva, produrrà un'azione frenante che potrebbe costringere il motore ad un lavoro extra. Durante le fasi passive invece, il movimento della chiocciola impartirà la rotazione alla vite e all'albero del motore. Quest'ultimo quindi comincerà a funzionare da generatore, producendo di conseguenza una coppia resistente non desiderata, così come una tensione non voluta in corrispondenza dei suoi morsetti di alimentazione. Per risolvere parzialmente il problema dello smorzatore occorre sceglierne uno con idraulica regolabile, il cui livello di smorzamento minimo sia sufficientemente basso da non creare una resistenza eccessiva nei momenti di potenza attiva. Per eliminare il secondo problema è necessario disaccoppiare all'occorrenza il motore dalla vite. Per questo si può utilizzare una frizione elettromagnetica, sufficientemente compatta da essere collocata in serie tra motore e vite senza aumentare troppo gli ingombri dell'attuatore. In questo modo la chiocciola metterà in rotazione solamente la vite durante le fasi passive, senza coinvolgere il motore. Inoltre, trattandosi di un sistema a ricircolo di sfere, il movimento inverso (da lineare a rotativo) avrà un rendimento alto, prossimo a quello diretto e quindi non darà luogo ad un'azione frenante indesiderata.

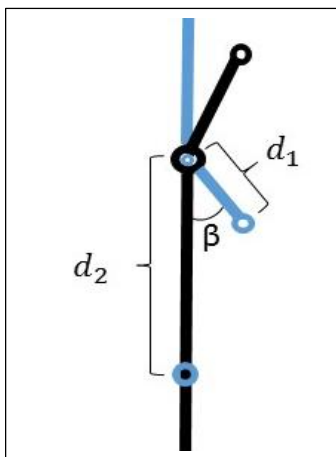
Con il tutore configurato in questo modo occorre calcolare le forze che lo smorzatore deve fornire durante le fasi del ciclo del passo in cui è richiesta potenza passiva. Per fare questo si considera, come per i due *concept* precedenti, una coppia richiesta al ginocchio pari al 70% di quella complessiva necessaria per la camminata di una persona di 85 Kg.



È necessario prima stabilire alcuni parametri geometrici della nuova struttura. La lunghezza della leva, a partire dalla cerniera dell'articolazione, è stata presa inizialmente pari a 50 mm, in modo da contenere gli ingombri. Considerando che la leva subirà rispetto allo *shank link* una rotazione massima di 135° (durante l'alzata e seduta da una sedia), con una leva di questa lunghezza la corsa dello smorzatore rimarrà inferiore ai 100 mm. Corse maggiori potrebbero infatti richiedere un cilindro troppo lungo che rischierebbe di non avere abbastanza spazio sullo *shank link*. Altro dato importante è l'angolo tra l'asse longitudinale della leva e quello del *thigh link*. È stato fissato pari a 160° in modo che lo smorzatore riesca a lavorare con un braccio sufficiente per ogni angolo di flessione del ginocchio all'interno del *range* permesso. Si riporta la struttura schematica del tutore, con evidenziati i segmenti le cui misure sono indicate nella tabella.

Parametro	Valore
$d_1$	50 mm
$d_2$	300 mm
$\beta$	20°

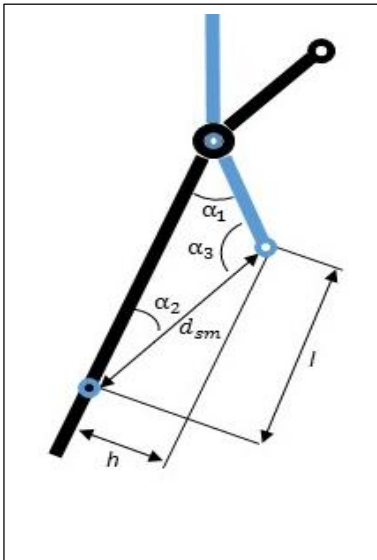
**Tabella 15:** Quote geometriche principali relative alla configurazione definitiva del tutore.



**Fig. 63:** Struttura schematica della configurazione definitiva del tutore, con le lunghezze dei segmenti che definiscono la posizione dello smorzatore.

Si procede con il calcolo delle forze richieste allo smorzatore  $F_{smorz}$  per ogni condizione di camminata, partendo dai valori della coppia necessaria al ginocchio  $C(t)$ , dal suo angolo di flessione  $\alpha(t)$  e dalle grandezze geometriche relative allo smorzatore e alla sua posizione.

$$\alpha_1(t) = \alpha(t) + \beta$$



$$l(t) = d_2 - d_1 * \cos \alpha_1(t)$$

$$h(t) = d_1 * \sin \alpha_1(t)$$

$$d_{sm}(t) = \sqrt{l(t)^2 + h(t)^2}$$

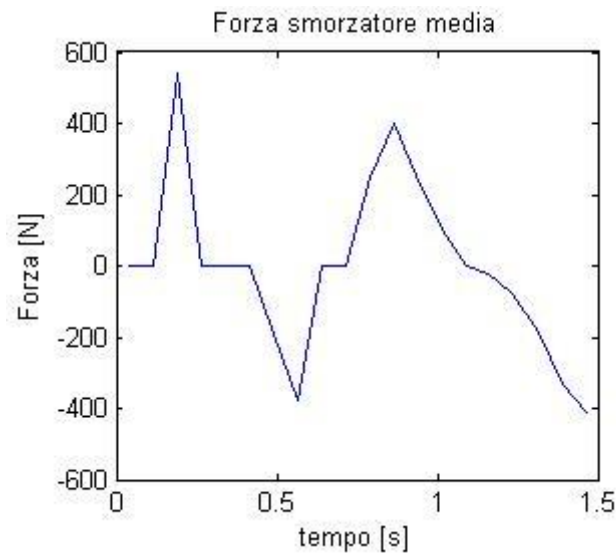
$$\alpha_2(t) = \tan^{-1} \frac{h(t)}{l(t)}$$

$$\alpha_3(t) = \pi - \alpha_2(t) - \alpha_1(t)$$

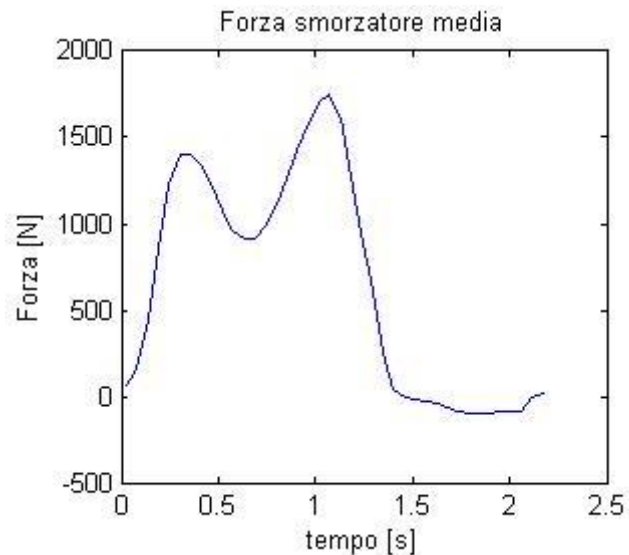
$$F_{smorz} = \frac{C(t)}{d_1 * \cos(\pi/2 - \alpha_3)}$$

**Fig. 64:** Struttura schematica della configurazione definitiva del tutore, con angoli e segmenti necessari per il calcolo della forza richiesta allo smorzatore.

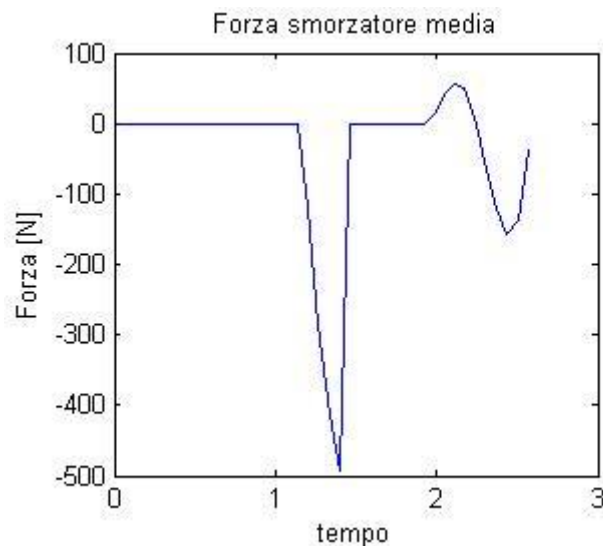
Si riportano ora gli andamenti delle forze richieste allo smorzatore in funzione del tempo per ognuna delle tre condizioni di camminata: in piano, nella discesa e nella salita di scale.



**Fig. 65:** Andamento delle forze richieste allo smorzatore del tutore definitivo durante la camminata in piano. I valori sono positivi quando agiscono nel senso della trazione dello smorzatore (coppia estensiva). I valori di forza nulla si hanno quando la potenza richiesta è attiva e lo smorzatore non deve fornire alcuna resistenza (almeno teoricamente).



**Fig. 66:** Andamento della forza richiesta allo smorzatore del tutore definitivo durante la discesa di scale. Si osserva come non ci siano istanti di potenza attiva, e lo smorzatore eroghi sempre delle forze non nulle. I valori sono positivi per la maggior parte del ciclo e raggiungono picchi elevati.



**Grafico 67:** Andamento della forza richiesta allo smorzatore del tutore definitivo durante la salita di scale. Per la maggior parte del ciclo è richiesta potenza attiva, per cui lo smorzatore non deve erogare forze. Un picco di forza in direzione della flessione si ha nella *stance phase* finale, quando il ginocchio sta per raggiungere la sua massima estensione ed occorre una forza passiva per frenare il movimento estensivo, prima della successiva flessione della *swing phase*.

Si osserva come le forze massime richieste si abbiano durante la camminata in discesa, quando la coppia passiva richiesta al ginocchio raggiunge i valori massimi, e non vi è necessità di potenza attiva. Durante la camminata in piano la massima forza si ha durante la *stance phase* quando il peso del corpo viene trasferito al terreno con ginocchio

leggermente flesso. Successivamente vi è un'estensione che, nella sua seconda parte deve essere smorzata, prima dell'ultima flessione, più accentuata, che da inizio alla *swing phase*. In quest'ultima fase lo smorzamento è necessario per controllare il movimento "a pendolo" della gamba. Nella salita di scale un picco di forza passiva è presente nella *stance phase* finale, quando occorre rallentare il movimento estensivo del ginocchio in prossimità dell'angolo di massima estensione del ciclo. Come si era osservato precedentemente, le forze ricavate costituiscono l'obiettivo che lo smorzatore deve essere in grado di raggiungere, ossia fornire il 70 % della coppia richiesta in ogni istante per la camminata. Potrà anche essere deciso successivamente di richiedere valori di forza inferiori nelle fasi in cui l'utente sia in grado di provvedere da sé ad una quota della coppia richiesta maggiore al 30%. (ad esempio durante la *swing phase* quando è richiesta una forza muscolare minore).

### 3.4.3. Scelta componenti

È ora necessario scegliere i componenti che andranno a costituire il sistema di attuazione: vite, motore, smorzatore, frizione e batterie.

#### Smorzatore

Per quanto riguarda lo smorzatore, identificate le forze massime che dovrà fornire, occorre stabilirne con esattezza la corsa richiesta per trovare da catalogo un modello con queste caratteristiche. La corsa  $c_{sm}$  deve consentire una rotazione della leva di  $135^\circ$ : si calcola quindi la distanza tra i due punti di incernieramento dello smorzatore  $d_{sm}$ , con angolo di flessione del ginocchio pari a  $0^\circ$  (completa estensione) e  $135^\circ$  (massima flessione), sfruttando le formule geometriche prima riportate.

$$d_{sm}(0^\circ) = 253,5 \text{ mm}$$

$$d_{sm}(135^\circ) = 346 \text{ mm}$$

$$c_{sm} = d_{sm}(135^\circ) - d_{sm}(0^\circ) = 92,5 \text{ mm}$$

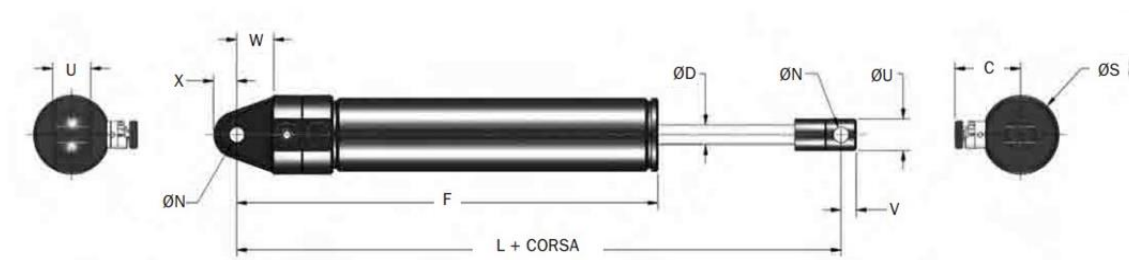
Come previsto la corsa è inferiore ai  $100 \text{ mm}$ . È necessario inoltre, che la lunghezza totale dello smorzatore (intesa come distanza tra i suoi due punti di incernieramento) in posizione completamente retratta sia uguale o leggermente inferiore a  $d_{sm}(0^\circ)$ . In questo modo le sue dimensioni saranno compatibili con le distanze tra i punti ai quali deve essere

vincolato. Ricercando in rete tra vari smorzatori è stato selezionato il modello “ADA 510 M” prodotto dall’azienda Interfluid, di cui si riportano le principali caratteristiche:

Corsa	100 <i>mm</i>
Forza massima in trazione	2000 <i>N</i>
Forza massima in compressione	1670 <i>N</i>
Peso	372 <i>g</i>
Lunghezza totale (in posizione completamente retratta)	250 <i>mm</i>

**Tabella 16:** Dati principali dello smorzatore “ADA 510 M”

L’intensità dello smorzamento idraulico può essere regolata su otto diversi livelli (sia in compressione che in estensione). Sia come forze esercitabili che come possibilità di regolazione risulta quindi adeguato alle richieste. Anche il peso è abbastanza contenuto.



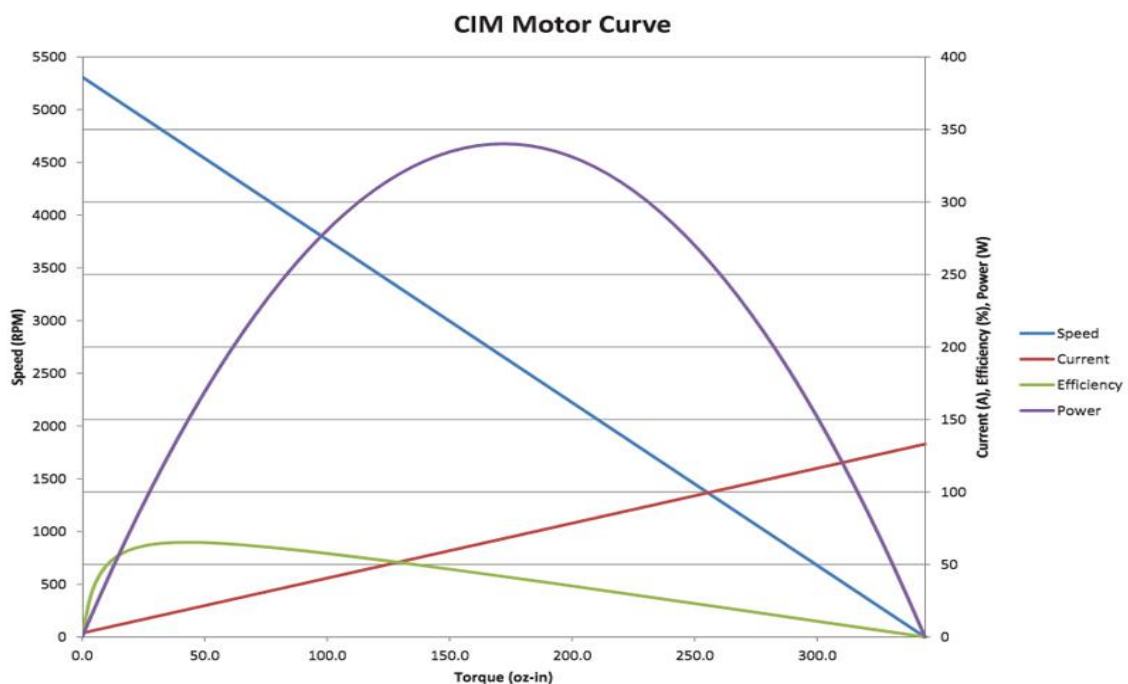
**Fig. 68:** Smorzatore modello ADA 510 M, scelto per l’installazione sulla configurazione definitiva del tutore.

### Motore CC e vite a ricircolo di sfere

Per quanto riguarda il motore, il modello inizialmente proposto per i due *concept*, sebbene abbastanza idoneo a svolgere la sua funzione, ha alcuni punti deboli. È in grado di fornire una buona coppia ma le velocità di rotazione basse non consentono di seguire il movimento dell’articolazione durante parte della *swing phase* della camminata su scale in salita, come constatato nel paragrafo 3.3. Inoltre esso ha una massa abbastanza importante (1,6 Kg), soprattutto in relazione al fatto che il peso massimo del tutore non dovrebbe superare, in accordo con la specifica tecnica, i 4 Kg. Per questi motivi si è cercato un altro motore privo di questi limiti. È stato trovato un motore CC a basso costo, in vendita *on line* (chiamato “First Cim Motor”) di cui si riportano i dati e le curve caratteristiche:

Tensione di alimentazione	12 V
Coppia massima (a velocità nulla)	2,4 N*m
Peso	1,3 Kg
Velocità massima (coppia nulla)	5300 rpm
Diametro	66 mm

**Tabella 17:** Dati principali del “First Cim motor”



**Fig. 69:** Curve caratteristiche del First Cim Motor. Si riportano i valori non indicati nel grafico. Massima corrente con albero fermo e piena tensione di alimentazione: 133 A. Coppia massima a velocità di rotazione nulla: 2,4 N\*M. Efficienza massima: 65% (4614 rpm, 0,318 N\*m, 20 A).



**Fig. 70:** First Cim motor.

Dal momento che quest’attuatore elettrico è più veloce del precedente si è pensato di aumentare leggermente la lunghezza della leva movimentata dal sistema vite+chiocciola, portandola a 110 mm. La distanza tra il punto di incernieramento dell’attuatore sul *thigh*

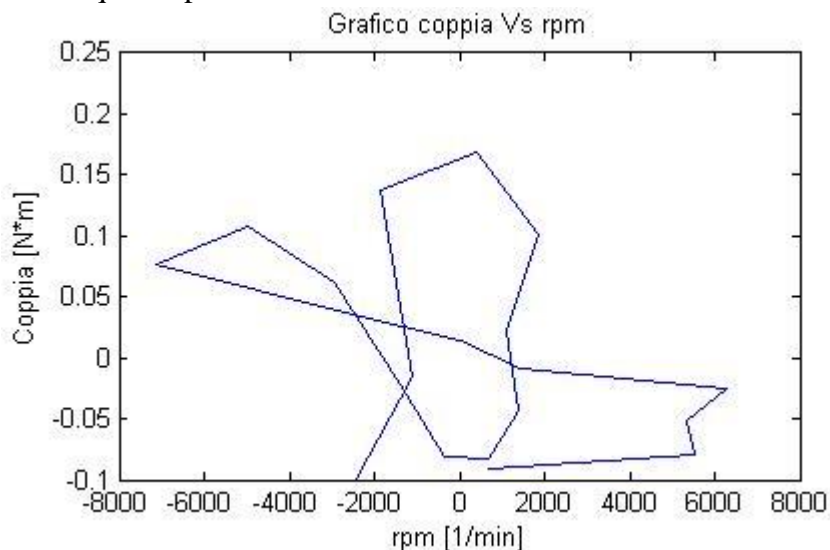
*link* e la cerniera del ginocchio aumenta invece da 140 a 150 mm. In questo modo si riducono le forze richieste all'attuatore e di conseguenza quelle che sollecitano la struttura del tutore. Per quanto riguarda il sistema a vite si sono mantenuti lo stesso passo e diametro precedenti ma è stato scelto un modello, sempre dello stesso produttore, con chiocciola priva di flangia in modo da risparmiare peso (modello FGR 12\*4). In questo caso la superficie esterna della chiocciola è dotata di filettatura, per cui sarà necessario avere un pezzo, anch'esso filettato, che permetta di collegarla alla cerniera in fondo alla leva. La corsa della chiocciola è stata ricalcolata per far fronte all'aumento di lunghezza della leva, come differenza tra la distanza massima e minima tra i due punti di incernieramento dell'attuatore:

$$c = d_{max}(135^\circ) - d_{min}(0^\circ) = 205 \text{ mm}$$

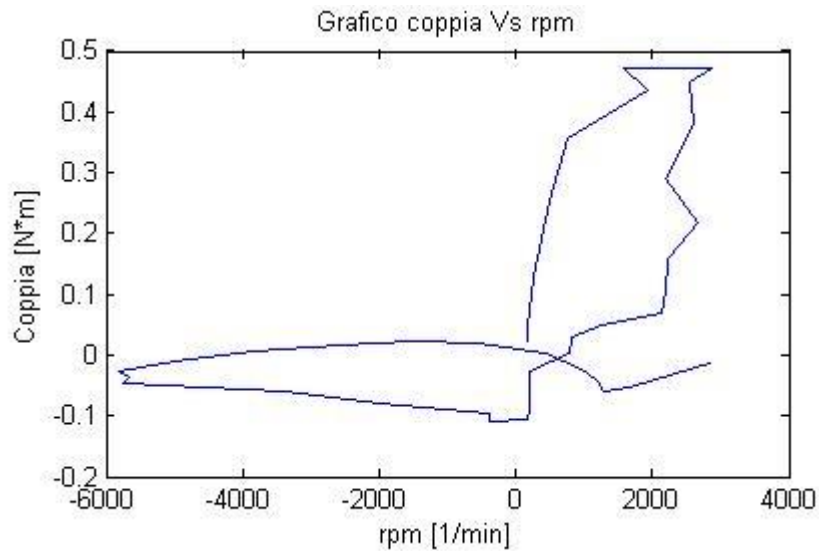
La lunghezza approssimativa della vite è data dalla lunghezza della chiocciola  $l_c$  pari a 34 mm, e da una distanza  $d$  indicativa (assunta di 40 mm) che tiene conto dello spazio necessario per calettare il cuscinetto e la porzione di frizione solidale alla vite stessa.

$$l_{vite} = l_c + c + d = 280 \text{ mm}$$

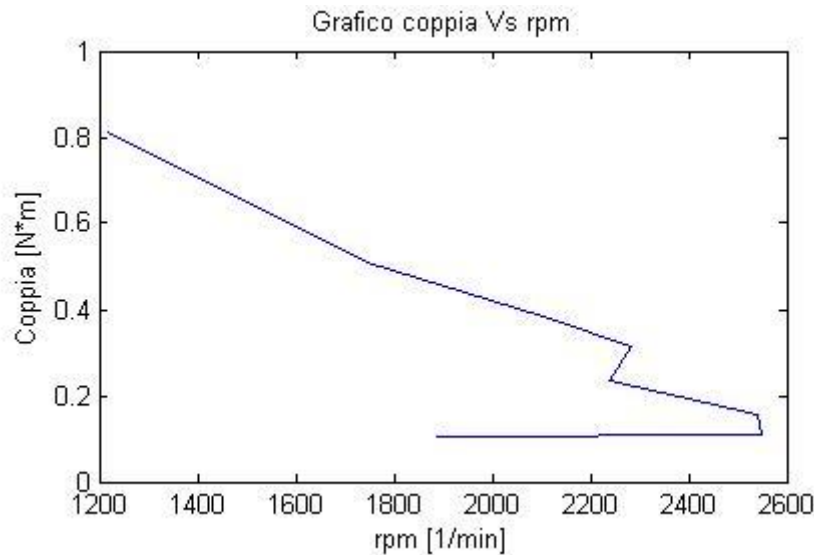
Occorre inseguito verificare che, con le modifiche apportate, il motore sia sempre in grado di fornire le coppie necessarie alle velocità di rotazione richieste. Per le varie situazioni di camminata e per la manovra di alzata a partire da posizione seduta, si riportano quindi i grafici coppia-rpm, ricavati in modo analogo a quanto fatto per i *concept* precedenti. Non si riporta il grafico relativo la discesa di scale dal momento che il motore non entra mai in azione in quest'operazione.



**Fig. 71:** Grafico coppia-rpm relativo al motore del tutore definitivo nella camminata in piano.



**Fig. 72:** Grafico coppia-rpm relativo al motore del tutore definitivo durante salita di scale.



**Fig. 73:** Grafico coppia-rpm relativo al motore del tutore definitivo, nell'operazione di alzata a partire da posizione seduta.

Si ricorda che le porzioni di grafico nel secondo e quarto quadrante non vanno esaminate, dato che rappresentano i momenti di potenza passiva, in cui il motore è scollegato. Confrontando i grafici ottenuti con la curva caratteristica del motore coppia-rpm, si riscontra che, relativamente alla camminata in piano e alla manovra di alzata, il motore riesce a far fronte alle prestazioni richieste, rimanendo all'interno del proprio *range* di funzionamento. Similmente a come avveniva per il secondo *concept*, durante la *swing phase* nella salita di scale, il motore non riesce ancora a raggiungere la velocità massima richiesta, ma vi arriva molto vicino; quest'aspetto non costituisce quindi un problema.

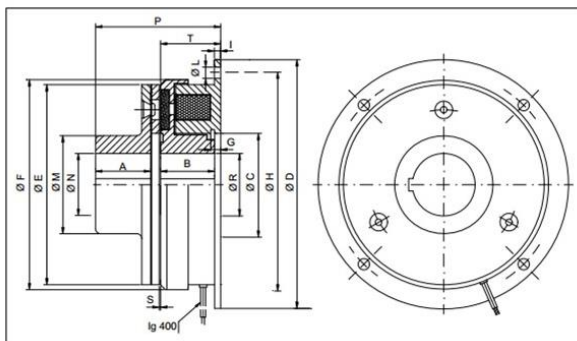


## Frizione

Per la scelta della frizione, da installare tra motore e vite, occorre considerare la coppia massima che essa deve essere in grado di trasmettere. Facendo riferimento ai grafici precedenti si ricava la coppia massima richiesta al motore, pari a circa  $0,8 N*m$ , necessaria durante la manovra di alzata. Un altro requisito riguarda il diametro: esso deve essere possibilmente inferiore a quello del motore ( $66 mm$ ), per non aumentare gli ingombri dell'attuatore. La frizione selezionata è il modello "DSM 054-2" dell'azienda Corbetta, con le seguenti caratteristiche:

Potenza assorbita	8 W
Coppia max trasmissibile	$1,8 N*m$
Peso	200 g
Tensione alimentazione	24 V CC
Diametro massimo	54 mm

**Tabella 18:** Dati principali della frizione DSM 054-2



**Fig. 74:** Disegno tecnico della frizione elettromagnetica DSM 054-2. Richiede una tensione di alimentazione di 24 Volt e assorbe 8 Watt di potenza.

## Batterie

La scelta delle batterie è legata all'autonomia energetica minima richiesta dalla specifica tecnica per la camminata in piano. La capacità  $C$  di una batteria è espressa in Ampère-ora ( $Ah$ ), ossia l'intensità di corrente erogabile continuamente per la durata di un'ora, prima che la batteria si scarichi. Per poter scegliere una batteria dalla capacità opportuna è necessario calcolare indicativamente il consumo medio di corrente  $I_{motore}$  che le verrà richiesto durante la camminata in piano. Si calcola dapprima, partendo dai grafici sulla

potenza meccanica prodotti per i due *concept*, la potenza attiva media  $P_{media}$  richiesta durante il ciclo del passo in piano. Questa potenza, maggiorata di un certo rendimento, sarà la potenza media che la batteria di tensione  $V$  dovrà fornire al motore. Il rendimento  $\eta$  è stato assunto pari a 0,5 per tenere in considerazione sia l'efficienza del motore che eventuali perdite meccaniche.

$$I_{motore} = \frac{P_{media}}{V * \eta} = 0,234 A$$

La tensione della batteria è stata assunta pari a 24 V dal momento che, sebbene il motore sia alimentato a 12 V, la frizione richiede quella tensione. Una batteria da 24 V alimenterà quindi un *driver* che fornirà alle due utenze elettriche la tensione richiesta. La corrente richiesta alla frizione si ricava analogamente:

$$I_{frizione} = \frac{P_{frizione}}{V * \eta} = 0,333 A$$

La corrente della frizione in realtà verrà richiesta da questa solo nei periodi di funzionamento del motore. In un'ottica di sovradimensionamento del sistema di alimentazione però, si calcola la corrente media richiesta globalmente durante il ciclo del passo come semplice somma delle due correnti:

$$I_{tot} = I_{frizione} + I_{motore} = 0,567 A$$

Dal momento che l'autonomia richiesta dalla specifica tecnica è di 30 minuti, occorre trovare una batteria da 24 V con una capacità di almeno 290 mAh, valore modesto dato dal fatto che, nella camminata in piano, la maggior parte della potenza è passiva. Un altro importante fattore da tenere in considerazione è la capacità di scarica, ossia la massima corrente che la batteria è in grado di erogare istantaneamente; essa viene espressa come multiplo della capacità (ad es. 10C). Per calcolarla si parte dalla potenza massima richiesta al motore nel suo funzionamento, che è pari a 130 W, picco raggiunto durante la percorrenza di scale in salita:

$$I_{max} = \frac{P_{max}}{V * \eta} + I_{frizione} = 11,16 A$$

Un ultimo requisito riguarda il peso, che deve essere il più contenuto possibile. Tra le batterie presenti in commercio, quelle usate in applicazioni di modellismo sono le uniche in grado di erogare alte correnti pur avendo capacità modeste (e conseguentemente un peso basso). Questo grazie alle alte capacità di scarica, che possono arrivare a 30C. Una batteria ritenuta idonea, trovata su un sito di accessori per modellismo, ha le seguenti caratteristiche:

Capacità	500 mAh
Capacità di scarica	30C
Peso	50 g
Tensione	11,1 V

**Tabella 19:** Dati principali delle batterie scelte per la configurazione definitiva del tutore.

Per ottenere la tensione richiesta occorrerebbe utilizzare due di queste batterie collegate in serie. Anche se non si raggiungerebbero i 24 V la tensione ottenibile di 22,2 V è comunque sufficiente per il funzionamento della frizione. Per il resto, con una corrente massima erogabile di 15 A, essa soddisfa tutti i requisiti, consentendo un'autonomia anche maggiore rispetto a quella prescritta dalla specifica, a fronte di un peso modesto.

### Riepilogo caratteristiche tutore

Si riassumono nella seguente tabella le caratteristiche del tutore, in accordo con la configurazione definitiva.

Struttura portante	<i>Shank link e thigh link</i> laterali all'arto, leva anteriore solidale allo <i>shank link</i> , leva anteriore solidale al <i>thigh link</i>
Articolazione ginocchio	Giunto con doppia guida e cerniera traslante.
Motore	First Cim Motor, 12 V CC
Vite e chiocciola	Vite con chiocciola a ricircolo di sfere "Carry FGR 12*4"
Corsa chiocciola	205 mm
Corsa smorzatore	100 mm
Lunghezza vite	280 mm

Lunghezza leva attuatore	110 mm
Angolo leva attuatore- <i>shank link</i>	170°
Lunghezza leva smorzatore	50 mm
Angolo leva smorzatore- <i>thigh link</i>	160°
Batterie	2 batterie in serie, 500 mAh, 30C
Frizione	Elettromagnetica, 24 V CC, 8 W

**Tabella 20:** Caratteristiche principali della configurazione definitiva del tutore e componenti.

Si effettua ora un calcolo del peso complessivo dei componenti scelti fino ad ora.

Motore CC	1,3 Kg
Smorzatore	0,372 Kg
Batterie	0,1 Kg
Frizione	0,2 Kg
Vite+chiocciola	0,25 Kg
<b>Peso totale</b>	<b>2,222 Kg</b>

**Tabella 21:** Peso dei componenti da installare sulla configurazione definitiva del tutore.

Si può così valutare indicativamente entro che limiti di peso dovranno stare le altre parti del tutore che dovranno essere progettate, al fine di rispettare il vincolo imposto dalla specifica. Considerando il peso dei componenti scelti, per poter restare nei limiti imposti dalla specifica, il peso di tutte le altre parti del tutore non dovrà superare gli 1,8 Kg circa. La maggior parte di questo peso sarà dato dalla struttura portante (*shank link*, *thigh link* e annesse leve), a cui si sommerà il peso di sensori e delle schede di controllo e azionamento dell'attuatore.

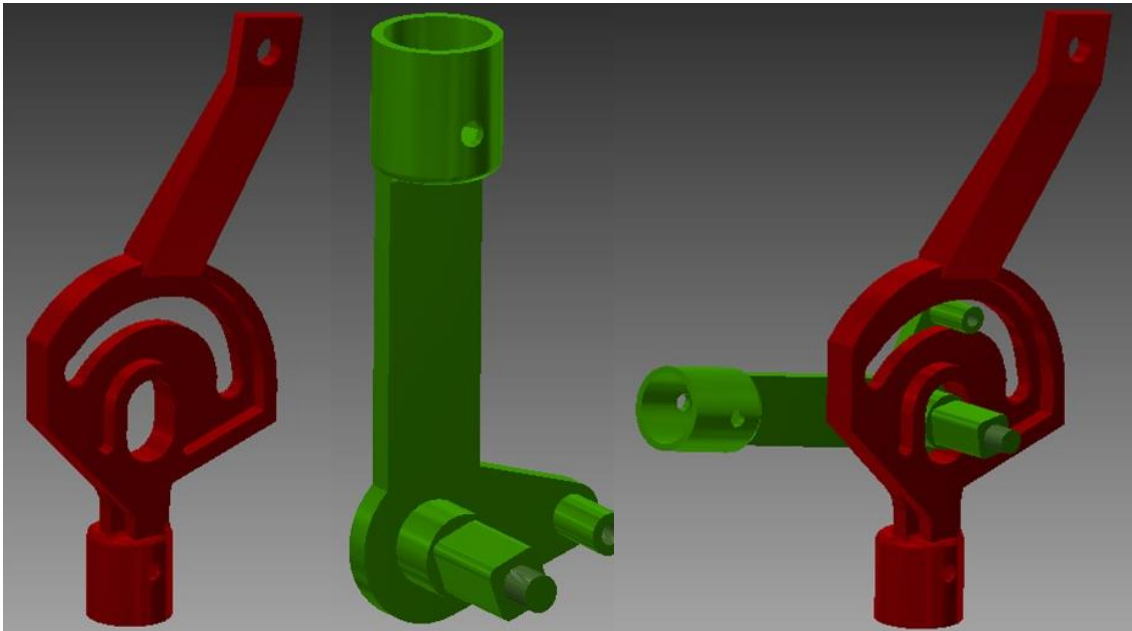
### 3.5. Disegno dei pezzi

Si è proceduto con un primo disegno dei pezzi del tutore da realizzare *ad hoc*. Sono state progettate col *software* CAD Autodesk Inventor tutte le parti strutturali: i due *links*, le parti costituenti il giunto del ginocchio, le leve e tutti i pezzi che permettono di vincolare l'attuatore e lo smorzatore alla struttura portante. Sono state escluse dalla progettazione solo le parti destinate ad ospitare l'arto dell'utente. Per fornire una rappresentazione

completa dell'apparecchio sono stati modellati anche i componenti scelti da catalogo. Per quanto riguarda il materiale si è pensato di utilizzare un acciaio da cementazione, in particolare il 16CrNi4. Esso ha caratteristiche meccaniche elevate ( $R_s = 690 \text{ MPa}$ ,  $R_m = 1030 \text{ MPa}$ ) e ottima resistenza all'usura, necessaria dal momento che alcune parti del tutore sono soggette a strisciamenti relativi. La decisione di utilizzare l'acciaio è stata una scelta obbligata dal momento che, date le forze in gioco provenienti dall'attuatore, è necessaria una rigidità elevata per evitare deformazioni eccessive. La resistenza meccanica dei componenti più sollecitati è stata verificata applicando le condizioni di carico più gravose. Sono illustrati in seguito i principali pezzi.

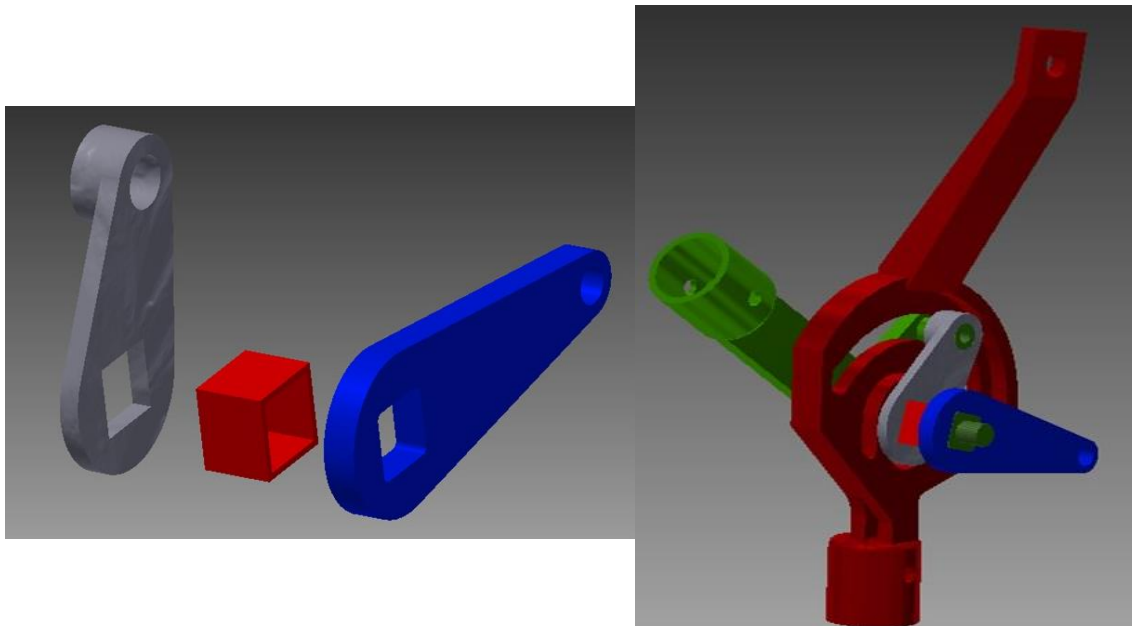
### 3.5.1. Articolazione del ginocchio

La parte principale del tutore è costituita dallo snodo in corrispondenza del ginocchio. Esso, come accennato nel capitolo 2, è realizzato in modo da consentire un movimento tra *shank link* e *thigh link* che riproduca il più fedelmente possibile quello del ginocchio umano. Tale movimento è assimilabile ad una rotazione pura per i primi  $30^\circ$  di flessione a partire dalla posizione di completa estensione; successivamente il movimento diventa roto-traslatorio, col centro di rotazione che si sposta verticalmente di alcuni *mm*. Questo cinematico è stato ottenuto grazie a due componenti chiamati “giunto inferiore” e “giunto superiore”, collegati rigidamente rispettivamente a *shank link* e *thigh link*. Il giunto inferiore, presenta due guide cave, una rettilinea ed una curva. All'interno di esse scorrono due cilindri che sono parte del giunto superiore. Il risultato è un movimento roto-traslatorio tra i due pezzi, come quello prima descritto. La prima parte della guida curva è infatti un arco di cerchio con centro in un punto fisso (coincidente con il limite superiore della guida rettilinea), la restante parte è un arco il cui centro si sposta progressivamente verso il basso, lungo la breve guida rettilinea. Questo pezzo, similmente al giunto superiore, ha una superficie piana su cui i due componenti vengono in contatto, con sfregamento durante il movimento. Una nervatura che scorre lungo tutto il perimetro del giunto inferiore ha scopo di irrigidimento, per far fronte alle forze che l'attuatore scarica sulla leva, che è parte integrante del pezzo. La distanza tra il foro in cima alla leva (che costituisce la cerniera alla quale sarà vincolata la chiocciola) ed il centro del cilindro del giunto superiore (quando si trova in battuta nel bordo superiore della guida rettilinea) è pari a  $110 \text{ mm}$ , come stabilito nel paragrafo precedente.



**Fig. 75:** Giunto inferiore (rosso) e giunto superiore (verde), raffigurati separatamente e nella loro posizione reciproca durante il funzionamento. La guida curva, all'aumentare dell'angolo di flessione, fa in modo che il cilindro del giunto superiore interno alla guida rettilinea si sposti verso il basso.

Entrambi i pezzi hanno due alloggiamenti cilindrici all'interno dei quali si innesteranno *shank link* e *thigh link*, fissati tramite perni (che passeranno all'interno dei fori visibili nei due cilindri cavi). Il cilindro maggiore del giunto superiore, destinato alla guida rettilinea, termina con una parte avente sezione quadrata. Essa ha lo scopo di mantenere in posizione una sorta di piastra che permette di mantenere i due giunti a contatto. Oltre ad essa verrà posizionato, su questa protrusione a sezione quadrata, un distanziale, costituito da un tubo quadro ed infine la leva dello smorzatore. Sia la piastra che la leva presentano una cavità a sezione quadrata che permette loro di incastrarsi opportunamente sul giunto superiore. Una volta messi in posizione, questi tre componenti saranno bloccati grazie ad un dado che si avviterà sulla parte filettata situata al termine della protrusione a sezione quadrata. Oltre a questo, contribuirà allo scopo di bloccaggio anche una vite, che verrà avvitata nel foro filettato del cilindro minore del giunto superiore (quello destinato alla guida curva). Si riportano le immagini di piastra, distanziale, e leva dello smorzatore, sia separatamente che montati sui due giunti.

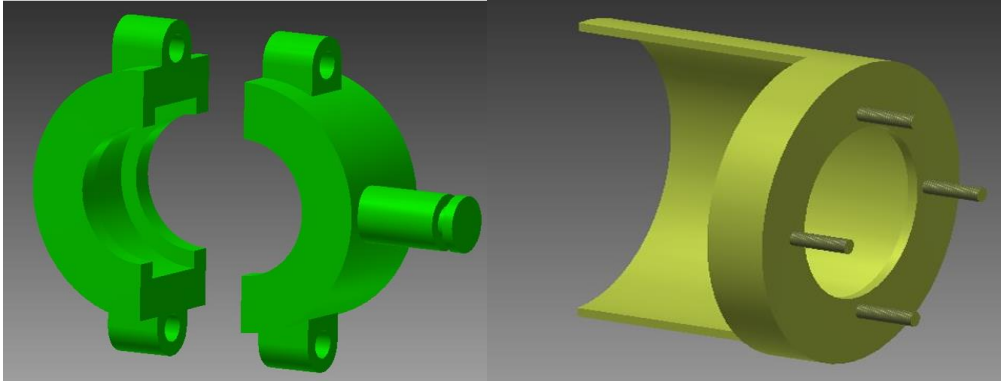


**Fig. 76:** Leva smorzatore (blu), distanziale (rosso) e piastra (grigio). Le cavità a sezione quadra di questi tre elementi permettono di incastrarsi nella protrusione del giunto superiore. La leva offre un braccio di 50 *mm* alla forza dello smorzatore, il cui stelo sarà incernierato nel foro in fondo alla leva.

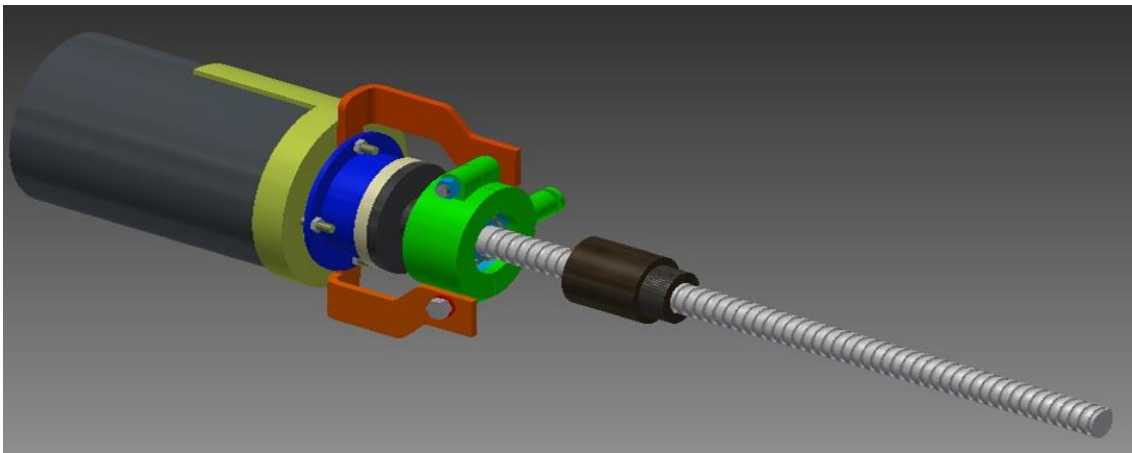
### 3.5.2. Gruppo attuatore

L'attuatore, composto da motore, frizione e vite, è sostenuto da un componente chiamato "supporto cuscinetto". Questo pezzo è composto da due metà che, mantenute insieme da due viti, costituiscono l'alloggiamento per il cuscinetto che vincola la vite.

Il cuscinetto, completamente vincolato tra le due metà del suo supporto, svolge la funzione di incastro per la vite e deve assorbire sia carichi assiali notevoli che momenti flettenti. Il supporto cuscinetto sostiene anche il blocco motore-frizione, attraverso due braccetti. Essi sono fissati al supporto cuscinetto attraverso le stesse viti che mantengono unite le due metà di questo pezzo. Le estremità dei due braccetti, collegate al gruppo motore-frizione, si trovano chiuse tra la flangia della frizione ed un pezzo di forma cilindrica che ha la funzione di alloggiare il motore. Il supporto cuscinetto presenta inoltre un perno che svolgerà la funzione di cerniera per la rotazione rispetto al *thigh link*.



**Fig. 77:** Supporto cuscinetto (verde) e alloggiamento del motore. Su entrambe le metà del supporto cuscinetto sono visibili i fori attraverso cui passeranno le viti che, serrate con due dadi, manterranno unite le due parti attorno al cuscinetto, che sarà ospitato internamente. L'alloggiamento per il motore ospita quattro viti che hanno lo scopo di collegarlo con la flangia della frizione e i due braccetti.



**Fig. 78:** Attuatore completo. I due braccetti (in arancione) sono sagomati in modo da lasciar spazio alla frizione elettromagnetica e da collegarsi alle viti che congiungono il supporto del motore e la flangia della frizione (blu). Quest'ultima è composta da tre parti: la bobina flangiata (in blu), il rotore (in beige, calettato sull'albero del motore) ed il mozzo (in nero, calettato sulla vite).

### 3.5.3. *Shank link e thigh link*

I *link* sono costituiti da due tubi: sia per motivi di semplicità costruttiva che per la buona resistenza offerta dalla sezione circolare cava alla flessione e alla torsione. Quest'ultima sollecitazione viene impartita al *thigh link* dall'azione dell'attuatore, per via della sua collocazione laterale rispetto ad esso. Nel dimensionamento dei tubi è stato verificato che le deformazioni, sotto le forze di attuatore e smorzatore, fossero contenute. Lo

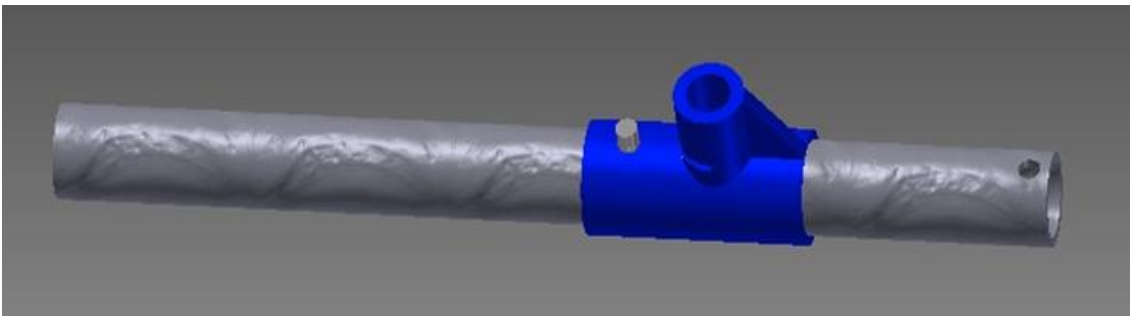


*shank link* ha una lunghezza di 262 mm, mentre il *thigh link* di 225 mm in modo tale che la distanza tra la fine dei tubi ed il centro del giunto del ginocchio sia di 300 mm.

In posizione completamente estesa il tutore ha quindi un ingombro massimo di 600 mm, pari alla distanza tra il bordo inferiore di *shank link* e quello superiore di *thigh link*. Su di essi sono collocati due componenti che consentono di incernierare lo smorzatore e l'attuatore.

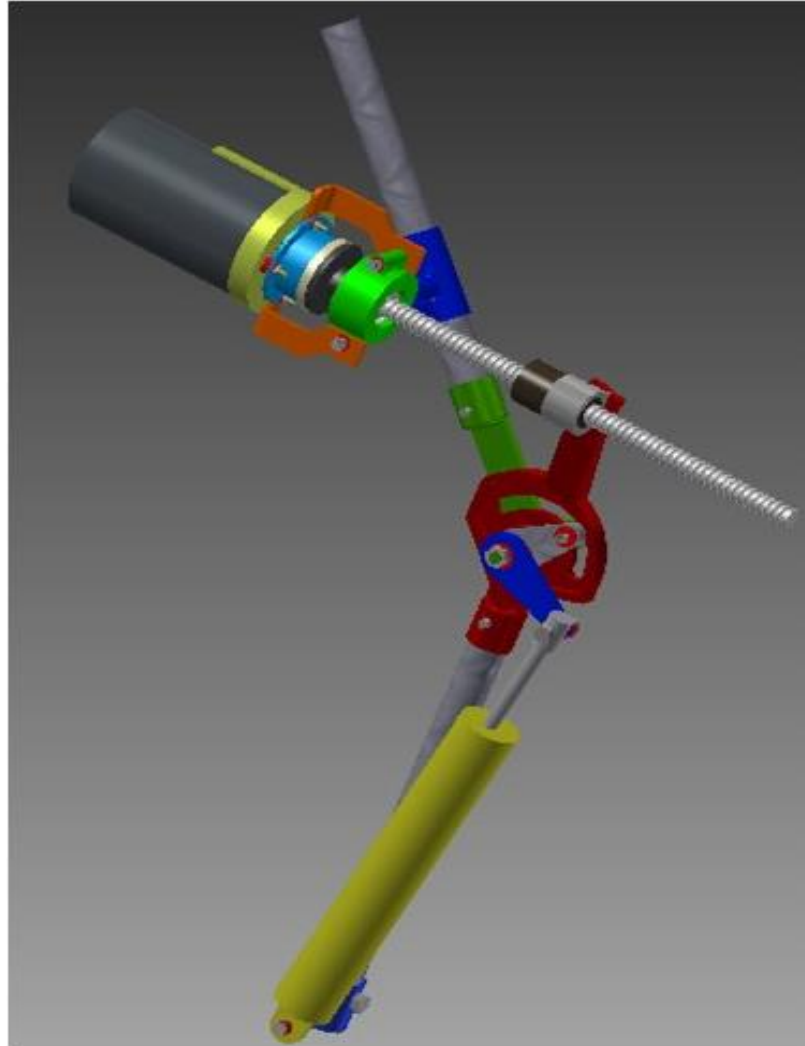


**Fig. 79:** *Shank link*. Rappresentato in blu è visibile il supporto al quale lo smorzatore è incernierato nella sua parte inferiore. Una nervatura ha lo scopo di irrigidire la parte cilindrica che funge da cerniera. Un perno ha la funzione di bloccare il supporto dello smorzatore sul tubo.



**Fig. 80:** *Thigh link*. Rappresentato in blu è visibile il supporto al quale l'attuatore, tramite il "supporto cuscinetto" è incernierato. Anche in questo caso una nervatura permette di sopportare le forze trasmesse dall'attuatore ed un perno provvede a mantenere in posizione il supporto sul tubo.

Il peso totale di tutti i componenti in acciaio disegnati risulta essere di poco inferiore a 1,6 Kg. Ancora non sono stati considerati i componenti elettrici relativi al controllo del tutore (sensori, *driver* per il motore CC, scheda programmabile) ma il loro contributo al peso complessivo sarà molto ridotto. Considerando che tutti i componenti da reperire in commercio, scelti al paragrafo precedente, superavano di poco i 2,2 Kg in totale, il requisito sul peso massimo stabilito dalla specifica tecnica (4 Kg) può essere rispettato. Si riporta ora un'immagine complessiva del tutore con tutti i pezzi che lo compongono.



**Fig. 81:** Tutore completo di tutti i componenti strutturali.

### **3.6. Vincoli realizzativi e limitazione dei requisiti**

Fino ad ora si è giunti all'elaborazione di un progetto abbastanza dettagliato (seppur non completo) che presenta, rispetto ai brevetti esaminati ed agli apparecchi esistenti, una certa originalità. Non è stato trovato infatti alcun dispositivo in cui sia stata adottata una soluzione del genere per l'erogazione di potenza attiva e passiva. Nessun ortesi attuata inoltre, adotta un giunto in corrispondenza del ginocchio con un cinematismo simile. Come spiegato nel primo capitolo, l'obiettivo finale del presente lavoro è quello di arrivare alla progettazione dettagliata del prototipo del tutore ideato, focalizzandosi sugli aspetti legati alla costruzione e sulla logica di controllo. Nell'ottica di una sua realizzazione in ambito universitario e con attrezzatura di laboratorio ci si scontra con

alcuni vincoli, primi fra tutti quelli legati alla fabbricazione dei pezzi progettati. Per resistere ai carichi elevati a cui sono sottoposti (ricordiamo che l'attuatore arriva ad esercitare una forza massima di trazione prossima ai 1500  $N$  e lo smorzatore vicina ai 1800  $N$ ) la scelta di impiegare l'acciaio come materiale è stata obbligata. Tuttavia per la costruzione di un primo prototipo in laboratorio si è ritenuto opportuno optare per leghe d'alluminio, che si prestano meglio ad essere lavorate per asportazione di truciolo. La fresatrice Charly Robot, prodotta dalla Mechanumeric e disponibile presso il laboratorio HAPRE del Politecnico di Milano consentirebbe di effettuare queste lavorazioni. Essa però, disponendo solo di tre assi, non sarebbe in grado di realizzare pezzi troppo complessi come alcuni di quelli disegnati. Si pensi ad esempio al giunto inferiore, in cui, oltre alla presenza delle due guide, è integrata la leva inclinata ed il cilindro cavo per lo *shank link*. Relativamente ai componenti da reperire esternamente, è preferibile cercare tra i prodotti messi in vendita *on line*. Infatti per la realizzazione del prototipo ogni componente andrebbe acquistato singolarmente ed è improbabile riuscire a fare ordini di un solo pezzo presso grandi aziende, soprattutto se di valore ridotto. Nella scelta di questi bisogna inoltre tenere in considerazione i costi, scegliendo, dove possibile, i più economici, per limitare il *budget*.

Per questi motivi il prototipo dovrà necessariamente differire, per alcuni aspetti, dal progetto sviluppato fino ad ora, sebbene questo sia ritenuto valido e potenzialmente realizzabile nell'ipotesi di disporre dei mezzi adeguati. Dal momento che sarà costruito in alluminio, il prototipo non sarà in grado di affrontare le condizioni di camminata in cui sono richieste le forze più elevate. La struttura non resisterebbe o avrebbe deformazioni eccessive. Si è deciso quindi di rivedere la specifica tecnica, operando una riduzione dei requisiti, rinunciando a quelli relativi alla percorrenza di scale e pendii, sia in salita che in discesa, e alle manovre di alzata e seduta. Sarà quindi finalizzato solo all'assistenza dell'utente durante la camminata in piano. I requisiti della specifica tecnica sotto la voce "risorse impiegate dall'utente" e "funzioni dannose" sono stati mantenuti inalterati. Relativamente alle funzioni utili sono stati eliminati i requisiti 6.2, 6.3, 6.4 e 7, riportanti i valori di coppia al ginocchio necessari in alcuni istanti della camminata su scale e nelle operazioni di alzata e seduta. Sono stati invece modificati nel modo seguente i requisiti numero 3,4,6:

3) Valore massimo della coppia passiva (contraria al senso di rotazione) generata dall'attuatore, in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio, pari a 30  $N*m$ . Questa

coppia è necessaria nella stance phase iniziale, quando la gamba in posizione più avanzata riceve il peso del corpo frenando il suo abbassamento. Nell'istante di coppia massima il ginocchio è flesso di 25°.

4) Valore massimo della coppia attiva (concorde al senso di rotazione) generata dall'attuatore, in corrispondenza dell'articolazione del ginocchio, pari a 30 N\*m. Questa coppia è necessaria nella stance phase iniziale, quando la gamba in posizione più avanzata, dopo aver ricevuto il peso del corpo ed essersi flessa leggermente, si estende. Nell'istante di coppia massima il ginocchio è flesso di 20°.

6) Il tutore deve essere in grado di assistere l'utente, applicando all'articolazione una coppia opportuna (a seconda della fase del ciclo del passo), il più possibile sincronizzata e proporzionale a quella fornita dai muscoli dell'utilizzatore. Il tutore deve consentire la camminata in piano.

Dati questi cambiamenti occorre rivedere il progetto fatto, pur mantenendone intatte le caratteristiche principali. Si tratterà principalmente di semplificare i pezzi disegnati precedentemente in modo da renderli realizzabili in alluminio con la macchina disponibile. Si cercherà inoltre di evitare le soluzioni costruttive complesse, ricorrendo, dove possibile, all'utilizzo di pezzi già presenti in università anche per le parti strutturali (cercando di sfruttare il più possibile elementi tubolari). Nel lavoro svolto fino ad ora non sono ancora stati sviluppati tutti i dettagli del dispositivo (ad esempio tutta la parte elettrica riguardante il controllo). Inoltre non si sono ancora affrontati alcuni problemi, come ad esempio quello degli strisciamenti tra giunto inferiore e superiore, in corrispondenza delle guide, durante il movimento. Nella progettazione del prototipo, intrapresa nel prossimo capitolo, si svilupperanno tutti gli aspetti relativi alla costruzione e al funzionamento, per arrivare ad un risultato il più completo possibile.

## 4. Progettazione del prototipo

Questo capitolo descrive l'attività di progettazione del prototipo del tutore ideato ed è suddiviso in tre paragrafi. Nel primo si delineano le nuove misure geometriche fondamentali dell'apparecchio inseguito alla revisione della specifica tecnica e si effettua la scelta dei componenti da reperire in commercio (attuatore, parte elettrica ecc.). Nel secondo paragrafo vengono illustrati i componenti da realizzare, per la maggior parte rivisti in funzione di una loro fabbricazione in alluminio. Nel terzo vengono elaborate le basi per una possibile strategia di controllo del tutore.

### 4.1. Struttura e componenti da ordinare

Per quanto riguarda la scelta delle parti da ordinare si è cercato di sfruttare il più possibile il negozio *on line* di componenti meccanici ed elettronici "*it.rs-online.com*". Si è ricorso comunque ad altre fonti per i componenti non reperibili in questo modo. Prima di procedere alla selezione di queste parti si è però provveduto a rivedere alcune delle quote geometriche fondamentali dell'apparecchio, per adattarlo alle differenti specifiche tecniche.

#### 4.1.1. Revisione delle quote geometriche

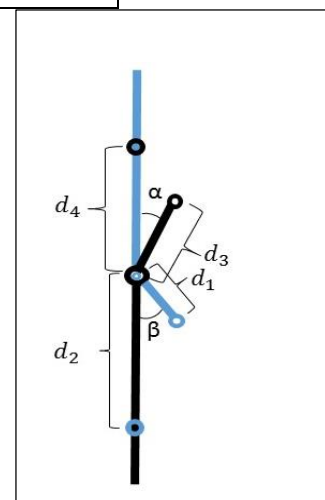
Dal momento che la specifica tecnica aggiornata prevede l'impiego del dispositivo esclusivamente per la camminata in piano si è deciso di ridurre l'angolo di massima flessione consentito all'articolazione. Stando ai dati reperiti sull'escursione angolare del ginocchio (primo capitolo) durante la camminata in piano, la massima flessione raggiunta nella swing phase è di  $62^\circ$ . Si è ritenuto quindi ragionevole fissare un *range* angolare permesso all'articolazione pari a  $0^\circ$ - $70^\circ$ , per far fronte ad eventuali flessioni più marcate. Oltre a questo, il dato più rilevante riguarda le forze massime richieste all'attuatore e allo smorzatore, che subiscono un notevole calo per via dell'eliminazione dalla specifica delle condizioni di carico più gravose (alzata da posizione seduta e discesa di scale). Per questo si è pensato di ridurre la lunghezza della leva superiore a cui è incernierata la chiocciola, portandola da  $110\text{ mm}$  a  $70\text{ mm}$ . Si riduce allo stesso modo la distanza tra il punto di incernieramento dell'attuatore sul *thigh link* ed il giunto del ginocchio, che passa da  $150$

*mm* a *110 mm*. Anche con questa riduzione del braccio offerto dalla leva, le forze massime rimarranno comunque ben al di sotto rispetto a quelle che si riscontravano nella configurazione definitiva del tutore. Data la riduzione del *range* angolare si è pensato alla possibilità di ridurre l'angolo della leva rispetto allo *shank link* (in precedenza di  $170^\circ$ ), per offrire un braccio migliore alla forza trasmessa dall'attuatore per bassi angoli di flessione del ginocchio. Tuttavia si è infine deciso di mantenerlo invariato, per non stravolgere il progetto definitivo a cui si era giunti. La funzione del prototipo infatti deve essere quella di dimostrare la fattibilità del progetto e non può discostarsi troppo da questo. Data la flessione massima di soli  $70^\circ$  e l'accorciamento della leva, la vite potrà essere molto più corta a tutto vantaggio della riduzione di peso e ingombri. Al pari di questo si avrà anche una riduzione della corsa necessaria allo smorzatore. Esso potrà quindi essere più corto e, di conseguenza, il suo punto di incernieramento inferiore, collocato sullo *shank link*, potrà essere avvicinato maggiormente al giunto del ginocchio. Si decide, in prima ipotesi, di portare questa distanza da *300 mm* a *250 mm*. Occorrerà poi verificare che questa quota sia compatibile con le dimensioni dello smorzatore che si sceglierà. Si riporta una rappresentazione schematica della struttura del prototipo con le quote geometriche principali, i cui valori sono indicati nella seguente tabella:

Parametro	Valore
$d_1$	<i>50 mm</i>
$d_2$	<i>250 mm</i>
$d_3$	<i>70 mm</i>
$d_4$	<i>110 mm</i>
$\alpha$	$10^\circ$
$\beta$	$20^\circ$

**Tabella 22:** Principali quote geometriche del prototipo del tutore.

**Fig. 82:** Struttura schematica del prototipo del tutore con quote geometriche principali.



## 4.1.2. Componenti del sistema di attuazione

### Vite a ricircolo di sfere e motore CC

Per quanto riguarda il motore si è deciso di mantenere lo stesso modello scelto precedentemente (i cui dati sono riportati al sotto-paragrafo 3.4.3 del capitolo 3), sebbene risulti sovradimensionato per l'impiego nella sola camminata in piano. Questa scelta è data dal fatto che il motore, acquistabile *on line*, è comunque molto economico e sceglierne uno differente, anche di potenza inferiore, potrebbe addirittura risultare più costoso. Inoltre il peso risulta abbastanza contenuto e si è certi che non si avranno problemi nel rispetto del vincolo imposto dalla specifica sul peso massimo consentito all'attuatore (il limite di 4 Kg è stato rispettato con una struttura in acciaio, a maggior ragione questo avverrà se sarà realizzata in alluminio). Per la scelta della vite a ricircolo di sfere, essendo quelle vendibili *on line* non adatte allo scopo, si è mantenuto lo stesso modello già adottato in precedenza. Si è però preso un passo ridotto, passando da 4 mm a 2 mm, scegliendo il modello con chiocciola flangiata "Carry FBR 8\*2", con diametro esterno della vite di 8 mm. Data la riduzione della lunghezza della leva, la corsa della chiocciola è stata ricalcolata, come differenza tra la distanza massima e minima tra i due punti di incernieramento dell'attuatore:

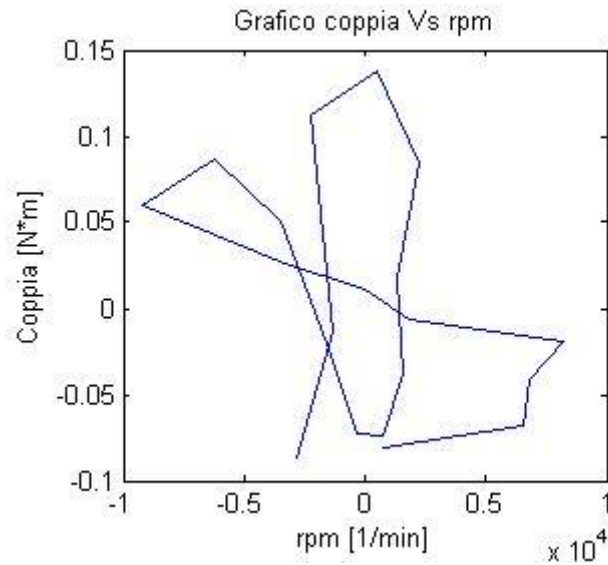
$$c = d_{max}(70^\circ) - d_{min}(0^\circ) = 77 \text{ mm}$$

La lunghezza approssimativa della vite è data dalla corsa  $c$ , dalla lunghezza della chiocciola  $l_c$  pari a 25 mm, e da una distanza  $d$  indicativa (assunta di 40 mm) che tiene conto dello spazio necessario per calettare il cuscinetto e la porzione di frizione solidale alla vite stessa.

$$l_{vite} = l_c + c + d = 142 \text{ mm}$$

Si riporta ora il grafico coppia-rpm, similmente a come fatto al capitolo 3, per verificare che il motore, con le modifiche apportate a leva e vite, lavori sempre all'interno del proprio *range* di funzionamento durante la camminata in piano. Esso è utile inoltre per verificare la massima velocità di rotazione della vite (che si avrà durante le fasi in cui il motore è scollegato) e per effettuare opportune verifiche su di essa. Sia per quanto riguarda la coppia richiesta che per la velocità di rotazione, il motore, come era prevedibile, è in grado di fornire le prestazioni richieste. Come già spiegato nel capitolo 3 (sotto-paragrafo 3.2.4), il secondo e quarto quadrante del grafico non sono da

considerare al fine della scelta del motore, dal momento che esso sarà scollegato dalla frizione durante le fasi di potenza passiva.



**Fig. 83:** Coppia richiesta al motore del prototipo in funzione del numero di giri.

Tuttavia durante questi periodi, la vite, mossa dallo scorrimento dalla chiocciola, ruoterà alle velocità riportate dal grafico, raggiungendo i 9200 *rpm* nella *swing phase*. Il costruttore (l'azienda svizzera Eichenberger-Gewinde) indica alcune verifiche per le proprie viti con chiocciola a ricircolo di sfere, riguardo la massima velocità di rotazione. Il numero massimo di giri al minuto raggiungibile, dato dai limiti di funzionamento del sistema di circolazione delle sfere all'interno della chiocciola è dato dalla formula:

$$n_{max} = \frac{n_{caratteristico}}{d_{ext}} = 10000 \text{ rpm}$$

Dove  $n_{caratteristico}$  è dato dal tipo di sistema di ricircolo di sfere adottato all'interno della chiocciola, pari a 80000 per i modelli FBR. Mentre al denominatore è indicato il diametro esterno della vite in *mm*. Oltre a questo è necessario verificare che la velocità massima di rotazione si discosti sufficientemente da quella correlata alla frequenza propria della vite. La velocità massima ammessa (calcolata con coefficiente di sicurezza  $\eta$  pari a 0,5 rispetto alla prima frequenza propria) è data dalla formula:

$$n_{amm} = K_d * 10^6 * \frac{d_n}{l^2} * \eta = 17253 \text{ rpm}$$

Dove  $K_d$  è una costante dipendente da come è vincolata la vite (pari a 43 nel nostro caso),  $d_n$  è il diametro di nocciolo (pari a 6,5 *mm*),  $l$  è la distanza tra l'estremo libero della vite



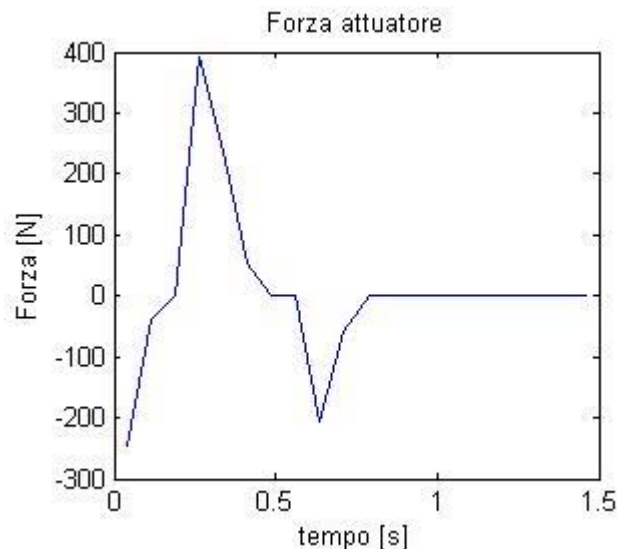
ed il baricentro della chiocciola nella posizione di maggiore vicinanza al cuscinetto (circa  $90\text{ mm}$ ). Entrambe le verifiche sulla velocità di rotazione risultano quindi soddisfatte. Dal momento che, durante le fasi di potenza passiva, il sistema vite-chiocciola si muoverà in modo inverso (lo scorrimento della chiocciola farà girare la vite a vuoto) occorre verificare che non ci sia una resistenza al moto eccessiva. Per questo si calcola il rendimento inverso del sistema  $\eta'$ , con le seguenti formule fornite dal costruttore:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{d_{ext} * \pi} = 4,55^\circ$$

$$\eta' = \frac{\tan(\alpha - \rho)}{\tan \alpha} = 0.87$$

Dove  $p$  e  $d_{ext}$  sono rispettivamente il passo ed il diametro esterno della vite, mentre  $\rho$  è l'angolo d'attrito (si assume un valore consigliato di  $0,6^\circ$ ). Essendo il rendimento inverso risulta piuttosto elevato, la resistenza opposta dal sistema allo scorrimento della chiocciola sulla vite sarà minimo.

Occorre infine effettuare la verifica di resistenza al carico di punta, la condizione potenzialmente più rischiosa per una vite sottile montata a sbalzo. Si riporta quindi il grafico delle forze che dovrà generare l'attuatore durante il ciclo del passo in piano, per produrre le coppie richieste al ginocchio. I calcoli necessari per ottenere questi valori sono uguali a quelli svolti nel capitolo 3 al sotto-paragrafo 3.3.3.



**Fig. 84:** Forza sviluppata dall'attuatore durante il ciclo del passo in piano. I periodi coi valori di forza nulli sono quelli di potenza passiva, dove il motore CC è scollegato dalla vite.

Il massimo carico di compressione è pari a 250 N. Si calcola il massimo carico di punta ammesso, secondo la formula fornita dal costruttore:

$$F_p = \frac{K_p}{S_p} * \frac{d_n^4}{l_f^2} * 10^3 = 1012 N$$

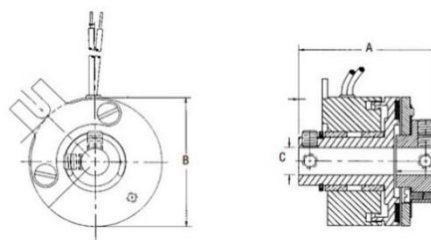
Dove  $K_p$  è una costante dipendente da come è vincolata la vite (pari a 25 nel nostro caso),  $S_p$  è un coefficiente di sicurezza (assunto pari a 4 per verifiche di questo tipo) e  $l_f$  è la massima distanza a cui è applicato il carico rispetto al cuscinetto (si è assunta, a scopo cautelativo, la massima distanza dell'estremità della chiocciola dal cuscinetto, pari a 105 mm). Anche quest'ultima verifica è superata. Pertanto sia il motore che la vite scelti risultano adatti a soddisfare le richieste.

### Frizione

La frizione da installare sul prototipo è stata trovata sul sito *it.rs-online.com*. Si tratta del modello "SO11" prodotto dalla "Huco". Essa è più compatta di quella scelta in precedenza ma è costituita dagli stessi tre componenti: la bobina, un rotore da calettare sull'albero ed un mozzo solidale alla vite. In questo caso la bobina non viene vincolata ad un supporto fisso ma è sostenuta dallo stesso rotore che ne attraversa completamente l'interno. Essa necessita solo di essere bloccata con una vite dall'esterno affinché ne sia impedita la rotazione. Si riportano in tabella le caratteristiche principali.

Coppia max trasmissibile	0,68 N*m
Diametro massimo	29,5 mm
Lunghezza	30 mm
Tensione di alimentazione	24 V CC

**Tabella 23:** Dati principali della frizione da installare sul prototipo



**Fig. 85:** Disegni tecnici della frizione da installare sul prototipo

### 4.1.3. Smorzatore

Dal momento che non si sono trovati smorzatori adatti alle esigenze nel negozio *on line* di riferimento, si è deciso di utilizzare un componente della stessa casa produttrice e della stessa serie di quello precedentemente scelto (smorzatore serie “ADA”, paragrafo 3.4.3 del capitolo 3). Si è calcolata la corsa necessaria come differenza tra la distanza massima e minima tra i due punti di incernieramento dello smorzatore (rispettivamente con ginocchio flesso di 70° e in completa estensione). I calcoli per ottenere tali distanze sono uguali a quelli riportati al sotto-paragrafo 3.4.2 del capitolo 3.

$$d_{sm}(0^\circ) = 203,7 \text{ mm}$$

$$d_{sm}(70^\circ) = 254,9 \text{ mm}$$

$$c_{sm} = d_{sm}(70^\circ) - d_{sm}(0^\circ) = 51,2 \text{ mm}$$

Il modello “ADA 505 M”, di cui si riportano nella tabella sottostante i dati principali, risponde alle esigenze:

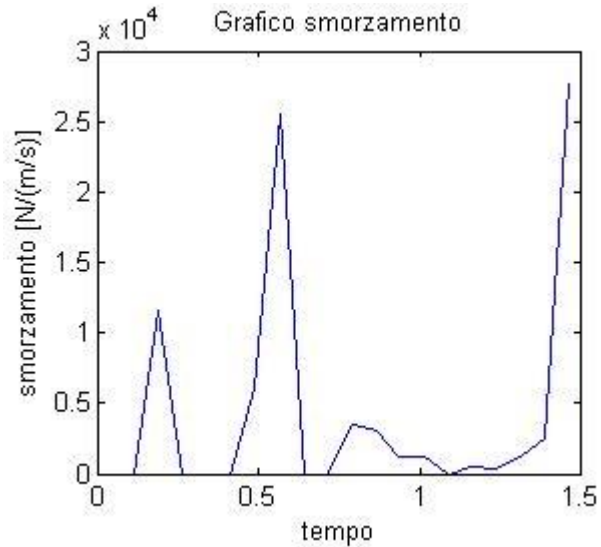
Corsa	50 mm
Forza massima in trazione	2000 N
Forza massima in compressione	2000 N
Peso	300 g
Lunghezza totale (in posizione completamente retratta)	200 mm

**Tabella 24:** Dati principali dello smorzatore “ADA 505 M”

La lunghezza totale (intesa come distanza tra i due punti di incernieramento) in posizione completamente retratta è poco maggiore a  $d_{sm}(0^\circ)$  come desiderato, mentre le forze massime sviluppabili sono molto maggiori di quelle richieste (grafico 41). Solo in completa estensione lo smorzatore (che raggiunge i 250 mm di lunghezza) non è in grado di seguire la leva fino alla fine della sua escursione angolare (quando  $d_{sm}$  è pari a 254,9 mm). Questo limite non è raggiungibile solo per pochi mm e consente comunque di raggiungere abbondantemente l’angolo di flessione massimo durante la camminata in piano. Si mantiene quindi questo smorzatore nella posizione precedentemente ipotizzata.

Da ultimo si calcola l'andamento dello smorzamento richiesto durante il ciclo del passo in piano, partendo dalla forza richiesta e dalla velocità lineare dello smorzatore.

$$r(t) = \frac{F_{sm}(t)}{v_{sm}(t)}$$



**Fig. 86:** Costante di smorzamento durante la camminata in piano.

Il massimo valore di smorzamento teoricamente richiesto è vicino ai  $25000 \frac{N}{m/s}$ . Tuttavia in corrispondenza di questi picchi la velocità lineare dello smorzatore è quasi nulla per cui è richiesta una costante di smorzamento elevata anche per generare piccole forze. In definitiva nella pratica non sarà necessario che siano raggiunti tali valori. Questo modello ha la possibilità di montare due cartucce (per la compressione e l'estensione) regolabili con una vite (che ha una rotazione di  $180^\circ$ ) su nove livelli. In alternativa a queste è possibile montare dei “tappi a flusso libero” per ottenere la minima resistenza possibile. Esaminando le curve sul coefficiente di smorzamento fornite dal costruttore, i valori di smorzamento ottenibili con i nove livelli di regolazione variano tra  $2500-20000 \frac{N}{m/s}$ . Coi tappi a flusso libero si possono ottenere invece resistenze pressoché nulle a velocità lineari inferiori a  $0,2 \text{ m/s}$ , cosa che avviene nell'utilizzo dello smorzatore in questione. In definitiva questo componente è in grado di soddisfare le richieste. Per quanto riguarda la regolazione del livello di resistenza offerta durante la camminata si è pensato di impiegare dei piccoli servomotori da modellismo in grado di ruotare le viti delle cartucce. Eliminando i grani di bloccaggio (necessari per fermare le viti su una delle nove posizioni) si dovrebbe avere una rotazione delle viti priva resistenze, dando teoricamente la possibilità di una regolazione molto fine. L'unico punto debole potrebbe essere quello di un'eccessiva sollecitazione di tali viti: essendo progettate per lavorare in una posizione

fissa, potrebbero non sopportare a lungo un utilizzo in cui vengono ruotate più volte durante un solo ciclo del passo. Nell'ottica della costruzione del prototipo in ambito universitario, con risorse limitate, si accetta comunque questo potenziale inconveniente.

#### 4.1.4. Cuscinetti

Nel progetto a cui si è arrivati alla fine del capitolo 3 non si era affrontato l'aspetto degli strisciamenti tra giunto inferiore e superiore in corrispondenza delle guide. Dal momento che le forze scambiate in queste zone possono essere elevate e che l'alluminio è più sensibile all'usura rispetto al tipo di acciaio scelto precedentemente, si è pensato di ricorrere a due cuscinetti. Costruendo le guide con larghezza leggermente maggiore del diametro del cuscinetto (decimi di millimetro), essi possono rotolare su un fianco della guida o sull'altro, a seconda dell'angolo di flessione, permettendo uno scorrimento privo di resistenza. Si sono calcolate le reazioni vincolari scaricate dai cilindri del giunto superiore sulle pareti delle guide per capire i carichi a cui essi devono resistere. Tali reazioni sono state calcolate, per entrambe le guide in due casi: quando esse sono causate dalla forza dello smorzatore e quando invece dalla forza dell'attuatore. Si comincia con le reazioni generate dall'azione dell'attuatore:

$$R_{att,curva} = \frac{-F_{att} * \sin(\alpha_3 - 80^\circ)}{\sin \alpha}$$

$$R_{att,dritta} = \frac{1}{d_2} * \left\{ d_2 * F_{att} * \cos(\alpha_3 - 80^\circ) - d_2 * \frac{-F_{att} * \sin(\alpha_3 - 80^\circ)}{\sin \alpha} * \cos \alpha + F_{att} * d_3 * \cos(\alpha_3 - 90^\circ) \right\}$$

Dove  $d_2$  e  $d_3$  sono le quote geometriche del prototipo presentate al sotto-paragrafo 4.1.1 di questo capitolo, mentre  $\alpha_3$  e  $\alpha$  sono gli angoli formati da cinematiso dell'attuatore, descritti nel sotto-paragrafo 3.3.3.  $F_{att}$  è la forza prodotta dall'attuatore, riportata al sotto-paragrafo 4.1.2. Le reazioni vincolari prodotte dall'azione dello smorzatore sulle due guide si calcolano invece come segue:

$$R_1 = F_{sm} * \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_3\right) * \frac{d_1}{l}$$

$$R_{sm,curva} = -\frac{F_{sm} * \sin(\alpha_3 - 70^\circ + \alpha) + R_1 * \sin \alpha}{\sin \alpha}$$

$$R_{sm,dritta} = R_{sm,curva} * \cos \alpha - R_1 * \cos \alpha - F_{sm} * \cos(\alpha_3 - 70^\circ + \alpha)$$

$R_1$  è la forza applicata in fondo al *thigh link* che equilibra rispetto alla rotazione (attorno alla cerniera del ginocchio) la forza prodotta dallo smorzatore  $F_{sm}$  (sotto-paragrafo 3.4.2). Gli angoli  $\alpha$  e  $\alpha_3$  sono quelli relativi al cinematismo dello smorzatore, riportati al sotto-paragrafo 3.4.2. La distanza tra il centro del giunto del ginocchio e la fine del thigh link è indicata con  $l$ , mentre  $d_1$  è la lunghezza della leva dello smorzatore. Dal momento che, a livello teorico, l'attuatore e lo smorzatore non forniscono mai forze simultaneamente (in realtà lo smorzatore darà sempre un minimo di resistenza quando il motore è in funzione, ma questo contributo è trascurato) le reazioni vincolari causate dalle due fonti non si sommano mai durante il ciclo del passo. Esaminando l'andamento temporale di tutte queste forze durante il ciclo del passo si conclude che, la forza massima che si scarica sia sulla guida curva che su quella rettilinea è pari 2200 N ed è causata dall'azione dello smorzatore. Le reazioni vincolari massime generate dalla forza dell'attuatore, su entrambe le guide, sono circa la metà di questo valore. Di conseguenza vanno scelti cuscinetti in grado di sopportare questo carico radiale. Essi devono avere possibilmente una larghezza ridotta, per poter alloggiare all'interno delle guide. È necessario inoltre un diametro esterno ridotto per non dover creare guide troppo ampie, ma al contempo un diametro interno sufficiente per poter ospitare dei cilindri del giunto superiore grandi abbastanza da sopportare i carichi in gioco. Dal sito *it.rs-online.com* sono stati trovati dei cuscinetti a rullini adatti allo scopo, prodotti dalla "Iko Nippon Thompson", di cui si riportano i dati principali:

Capacità di carico radiale dinamico	6420 N
Diametro esterno	18 mm
Diametro interno	12 mm
Larghezza	12 mm
Tipo di cuscinetto	A rullini

**Tabella 25:** Dati principali dei due cuscinetti scelti per le guide del prototipo.

Da ultimo è stato scelto il cuscinetto che deve fungere da incastro per la vite. Deve trattarsi necessariamente di un cuscinetto obliquo e a doppia fila di sfere per poter resistere a carichi assiali in entrambe le direzioni (fino a 450 N) e svolgere la funzione di incastro. Dal sito *it.rs-online.com* è stato selezionato un modello prodotto dalla "NSK" con le seguenti caratteristiche:

Capacità di carico radiale dinamico	7800 N
Diametro esterno	30 mm
Diametro interno	10 mm
Larghezza	14 mm
Tipo di cuscinetto	Obliquo a doppia fila di sfere

**Tabella 26:** Dati principali del cuscinetto scelto per vincolare la vite del prototipo.

#### 4.1.5. Componenti elettronici

I componenti elettronici necessari per la realizzazione del prototipo comprendono: le batterie, i sensori, il servomotore per lo smorzatore, la scheda di azionamento di motore e frizione (*driver*) e la scheda di controllo.

##### Scheda di controllo

Fin dall'inizio del progetto era stato scelto di utilizzare per il controllo del tutore la piattaforma elettronica Arduino. Essa mette a disposizione diverse schede *hardware* programmabili tramite un *software* scaricabile in rete liberamente. In particolare si è selezionata la scheda programmabile chiamata "Arduino Uno", reperibile nel negozio *online* "[www.robot-italy.com](http://www.robot-italy.com)" di cui si riportano i dati principali in tabella.

Tensione di alimentazione	7-12 V
Peso	25 g
Pin digitali ( <i>Input/Output</i> )	14 (di cui 6 PWM in <i>output</i> )
Pin analogici ( <i>Input</i> )	6
Tensione operativa	5 V
Massima corrente Pin digitali	40 mA

**Tabella 27:** Dati principali della scheda programmabile Arduino Uno

##### Scheda di azionamento per motore e frizione

Il *driver* è una scheda elettrica, alimentata dalle batterie, che aziona motore e frizione fornendo loro una tensione opportuna, regolata grazie ai comandi ricevuti da Arduino Uno. È stato scelto il modello Pololu dual VNH5019, reperito anch'esso su [www.robot-](http://www.robot-italy.com)

*italy.com*, dal momento che è perfettamente compatibile con Arduino. Si riportano in tabella le caratteristiche principali:

Tensione operativa	5,5-24 V
Numero Utenze elettriche alimentabili	2
Massima corrente continua erogabile	12 A
Massima corrente di picco erogabile	30 A
Pin Input digitali	6
Pin Input PWM	2
Pin Output analogici	2
Tensione richiesta ai Pin Input	>3.3 V

**Tabella 28:** Dati principali del driver Pololu dual VNH5019.

Esso è in grado di alimentare sia il motore elettrico che la frizione. È stato verificato che la massima corrente richiesta dal motore quando deve erogare la coppia massima sia inferiore a quelle massime consentite (raggiunge solo gli 11 A).

## Sensori

Come accennato nel sotto-paragrafo 2.2.1. la decisione di quali sensori installare sul tutore dipende dal tipo di logica di controllo che si vuole adottare. È stato scelto che essa deve basarsi sulle fasi del ciclo del passo per azionare l'attuatore e regolare lo smorzatore in modo opportuno. Occorrono quindi dei sensori che permettano di rilevare, in ogni istante, la posizione nello spazio di gamba e coscia dell'utente, per determinare in quale periodo della camminata ci si trovi. Come rilevato dall'analisi brevettuale del capitolo 2, i sensori impiegati per questo scopo sono generalmente accelerometri, giroscopi e potenziometri rotativi. Accelerometri e giroscopi sono integrati nelle cosiddette piattaforme inerziali (identificate con la sigla IMU), che permettono di conoscere velocità, accelerazione e inclinazione nello spazio del corpo a cui sono fissate. I potenziometri rotativi sono invece utilizzati semplicemente per leggere gli angoli di flessione articolari (nel nostro caso del solo ginocchio). Una piattaforma inerziale compatibile con Arduino è stata reperita su *www.robot-italy.com*. Si tratta del modello "Adafruit 9 DOF IMU Breakout" che comprende accelerometro e giroscopio a tre assi. Nel nostro caso verranno sfruttati solo due assi, dal momento che i movimenti dell'arto presi in considerazione hanno luogo nel piano sagittale. L'IMU ha sei uscite analogiche



che forniscono una tensione massima di 5 V, e sono pertanto compatibili con i Pin analogici di Input di Arduino. Il potenziometro rotativo è stato trovato su *it.rs-online.com* ed è prodotto dalla Alps. È un componente compatto con una piccola manopola (con rotazione massima di 280°) che accetta una tensione massima di alimentazione di 24 V. Esso dovrà leggere l'angolo di flessione del ginocchio sebbene una sua collocazione in corrispondenza del collegamento dei due giunti risulti difficile (per via dello spostamento del centro di rotazione lungo la guida rettilinea). Pertanto sarà collocato al termine della leva dell'attuatore, misurando la rotazione della chiocciola rispetto ad essa. Attraverso calcoli geometrici si ricaverà poi l'angolo di flessione effettivo del ginocchio. L'IMU verrà fissata invece al *thigh link*. Sarà possibile in questo modo conoscere gli angoli di inclinazione e le velocità di rotazione di entrambi i *link*.

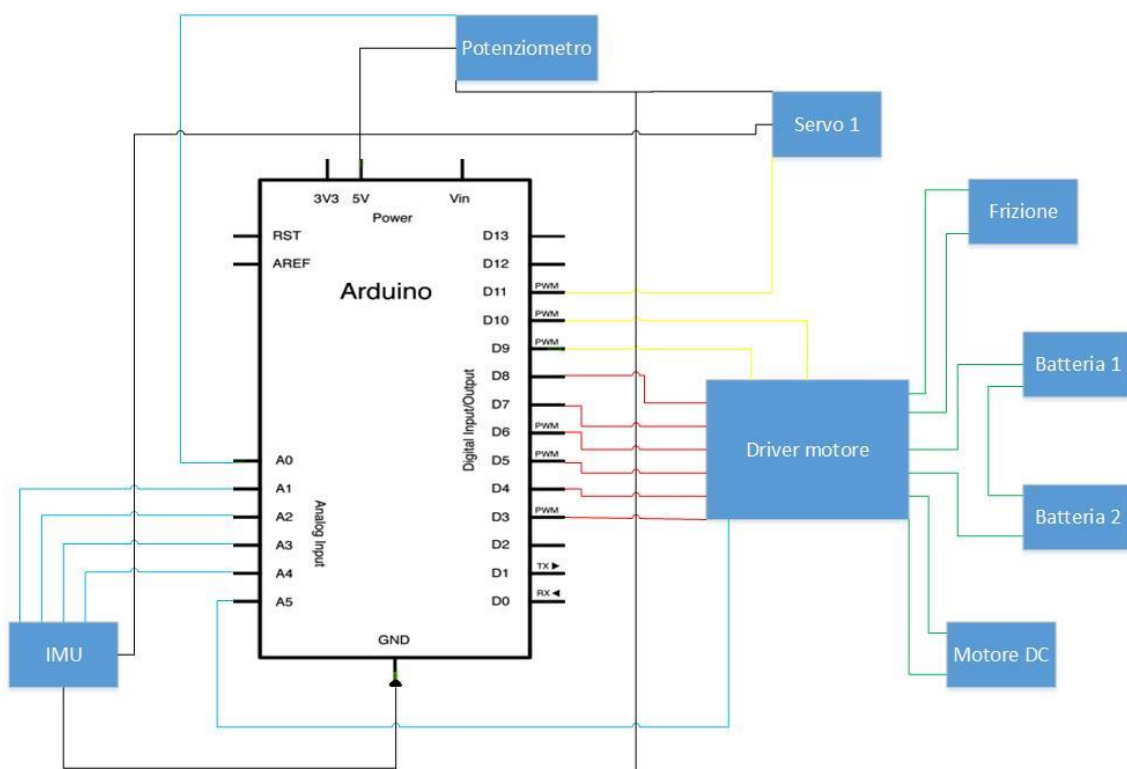
### **Batterie e servomotore**

Le batterie scelte sono le medesime descritte al sotto-paragrafo 3.4.3 e sono state reperite nel negozio *on line* di accessori per modellismo "[www.jonathan.it](http://www.jonathan.it)". Non sono stati cercati modelli differenti dal momento che queste risultano leggere ed adatte a soddisfare i requisiti di autonomia e corrente massima erogabile. Su questo sito è stato trovato anche un servomotore, il modello FLS80M della "*Hobby Horizon*", adatto per effettuare la regolazione della vite sullo smorzatore. È infatti in grado di sviluppare una coppia elevata, di 0,15 N\*m ruotando di 180° in 0,15 s. Considerando che la rotazione della vite dovrebbe opporre una resistenza minima, la velocità raggiungibile dal servomotore potrà essere anche maggiore, rendendolo in grado di regolare rapidamente la resistenza dello smorzatore durante la camminata.

#### **4.1.6. Schema elettrico e lista definitiva dei componenti da ordinare**

È stato prodotto uno schema della parte elettrica del tutore, per mostrare come risulterebbero collegati fisicamente i vari componenti. I fili elettrici sono rappresentati da linee con un colore diverso a seconda della loro funzione. In verde sono indicati i collegamenti di potenza, attraverso cui scorrono correnti anche elevate. L'azzurro è utilizzato per i fili che trasmettono un segnale analogico mentre il rosso è per i segnali digitali. Il giallo indica i fili con PWM, ossia un segnale in tensione costituito da onde quadre ad alta frequenza, la cui durata è proporzionale al valore di tensione continua che si vuole generare. Il nero è usato per rappresentare l'alimentazione delle utenze elettriche

a bassa potenza. Le due batterie da 11,1 V, collegate in serie, alimentano il *driver* che aziona separatamente motore CC e frizione. Per ognuna delle due utenze elettriche esso riceve in *input* tre segnali digitali: uno di questi abilita/disabilita il funzionamento del componente in questione, gli altri due indicano la direzione di rotazione (in caso di motori). Un quarto segnale PWM regola l'intensità della tensione di alimentazione. Il *driver* inoltre fornisce in *output* un segnale analogico proporzionale alla corrente circolante nel motore (o nell'utenza elettrica alimentata). Dal momento che non vi è necessità di conoscere la corrente circolante nella frizione vi è una sola uscita analogica collegata ad Arduino, relativa al motore (utile nel caso di controllo in coppia). Le utenze elettriche meno potenti (IMU, potenziometro e servomotore) sono alimentate a 5 V direttamente da Arduino. Il servomotore è controllato da un segnale PWM che da un comando relativo alla posizione angolare da raggiungere. L'IMU fornisce in uscita due segnali analogici per ogni asse (dal momento che bastano due assi al nostro scopo, il terzo rimane inutilizzato) che arrivano nei Pin di Arduino predisposti a riceverli. L'ultimo Pin analogico disponibile è sfruttato per la lettura del segnale del potenziometro, ossia una tensione proporzionale all'angolo di rotazione della sua manopola.



**Fig. 87:** Schema della parte elettrica del prototipo.

Arduino viene alimentato invece da una sola delle batterie, potendo accettare una tensione massima di 12 V (collegamenti non indicati nello schema).

Si riporta ora per completezza la lista definitiva dei componenti da ordinare, con annessi codici, prezzi e fornitori (aziende o negozi *on line*). Non è stato possibile reperire il prezzo dello smorzatore selezionato per cui il costo totale risulta incompleto.

<b>Componente</b>	<b>Codice</b>	<b>Fornitore</b>	<b>Prezzo (Euro)</b>
2 cuscinetti a rullini	198-9409	it.rs-online.com	10,66
1 cuscinetto obliquo a doppia fila di sfere	409-0748	it.rs-online.com	23
1 frizione elettromagnetica	267-7747	it.rs-online.com	61
1 potenziometro rotativo	263-2980	it.rs-online.com	1,25
2 batterie 11,1 V	447206	www.jonathan.it	19,80
1 servomotore	447042	www.jonathan.it	15
1 vite+chiocciola a ricircolo di sfere	KGT 8*2 FGR RH 1 S 158 G9 A O G	Eichenberger- Gewinde	120
1 smorzatore lineare	ADA505M T C	Interfluid srl	
1 motore elettrico CC	M4-R0062-12	banebots.com	28
1 IMU Adafruit	807685	www.robot-italy.com	21
1 driver motore Pololu	342507	www.robot-italy.com	47
1 Arduino Uno	191789-62	www.robot-italy.com	29
<b>Totale</b>			<b>375,7</b>

**Tabella 29:** Lista dei component scelti per la costruzione del prototipo.

## 4.2. Componenti da realizzare

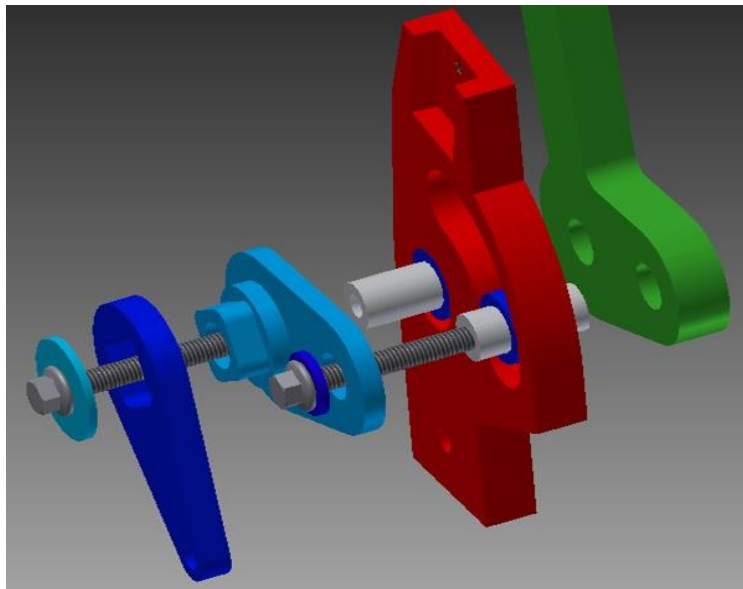
A causa della scelta di impiegare l'alluminio per la costruzione del prototipo e dati i limiti delle lavorazioni eseguibili dalla fresatrice a disposizione (vedi paragrafo 3.6), è stato necessario modificare tutti i componenti illustrati nel paragrafo 3.5. Essi risultano comunque simili a prima e svolgono le stesse funzioni ma sono stati notevolmente semplificati nella geometria, in modo da risultare realizzabili con una fresatrice a tre assi.

### 4.2.1. Disegno dei pezzi

#### Struttura dell'articolazione

Le principali modifiche rispetto ai pezzi disegnati al paragrafo 3.5 riguardano i componenti che costituiscono l'articolazione. Il giunto inferiore, come era stato chiamato il componente contenente le due guide, è stato ridisegnato in accordo ad alcuni vincoli. Dal momento che il *range* di estensione angolare è stato ridotto a  $0^{\circ}$ - $70^{\circ}$  le due guide saranno più corte; la lunghezza di quella curva dovrà essere tale da impedire che tali limiti di rotazione vengano superati. Oltre a questo la larghezza di entrambe deve essere tale da ospitare i cuscinetti che sono stati scelti (che andranno alloggiati all'interno con un minimo di gioco). Affinché questi ultimi risultino completamente integrati all'interno delle guide, la loro profondità dovrà essere almeno pari alla larghezza degli anelli esterni. Si è quindi deciso di realizzare il giunto inferiore a partire da una piastra spessa  $12\text{ mm}$  (pari alla larghezza dei cuscinetti), nella quale realizzare due scavi che la attraversino completamente e che costituiranno le guide. La loro larghezza dovrà essere di qualche decimo di *mm* superiore al diametro esterno dei cuscinetti (pari a  $18\text{ mm}$ ). In questo modo essi potranno rotolare appoggiando su una delle pareti laterali di ogni guida, con uno sfregamento minimo o nullo con le pareti opposte. Un'altra importante modifica riguarda il giunto superiore. Sono stati eliminati, per motivi realizzativi, i due cilindri che avevano lo scopo di scorrere all'interno delle guide. Al loro posto si è deciso di utilizzare due tubi, incastrati in due fori ricavati nel giunto superiore, il cui spessore è stato aumentato. Il loro diametro esterno deve essere pari a quello interno dei cuscinetti ( $12\text{ mm}$ ) in modo tale che essi possano essere calettati su di essi. I cuscinetti saranno mantenuti all'interno delle guide grazie a due pezzi che le chiuderanno da entrambi i lati: da un lato il giunto superiore, dall'altro una piastra di chiusura, opportunamente lavorata. Quest'ultima è dotata di due fori passanti che ospiteranno le altre due estremità dei tubi e presenta un incastro a sezione quadra per vincolare la leva dello smorzatore. Sia il giunto superiore che la piastra presentano facce piane sufficientemente ampie che appoggeranno sulle facce del giunto inferiore e strisceranno rispetto a queste durante il movimento del ginocchio. Due viti da  $6\text{ mm}$  di diametro attraverseranno i tubi, il giunto superiore e la piastra di chiusura permettendo di serrare all'interno il giunto inferiore, mantenendo così unito il sistema. Una di queste viti, tramite una rondella, servirà anche per tenere incastrata la leva dello smorzatore sulla sua sede. Il giunto inferiore, a differenza di quello disegnato precedentemente, non ha la leva integrata, dal momento che non sarebbe possibile

ottenerla partendo da una piastra. Essa è stata ricavata da un segmento di tubo quadro (40\*40 mm) con spessore di 5 mm. Questo pezzo si incastra in uno scavo ricavato in cima al giunto inferiore, al quale viene ulteriormente avvitato. Dal momento che una filettatura realizzata nel giunto inferiore di alluminio potrebbe risultare troppo debole, le viti si avviteranno all'interno di appositi inserti filettati. I componenti descritti sono raffigurati nell'immagine qui accanto. Il giunto inferiore, di cui sono visibili le guide è rappresentato in rosso, quello superiore in verde. I cuscinetti sono modellati come due cilindri cavi (in blu) al cui interno passano i due tubi grigi.



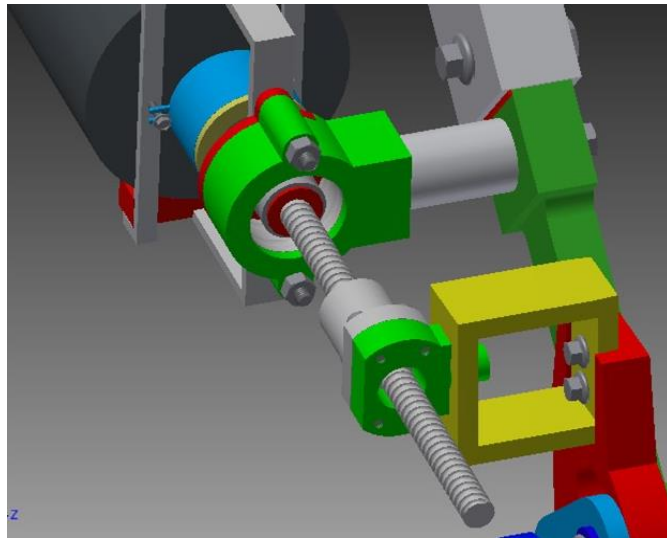
**Fig. 88:** Esploso dell'articolazione

La leva dello smorzatore (blu) si incastra sull'apposita piastra (azzurra) e due viti (serrate con dadi, non rappresentati, collocati posteriormente al giunto superiore) chiudono il tutto.

### **Gruppo attuatore**

Il gruppo dell'attuatore, con i vari pezzi annessi, risulta simile al precedente ma sono state apportate alcune modifiche. Il componente con la funzione di supportare il cuscinetto della vite (chiamato "supporto cuscinetto") non risulta più costituito da due metà ma è un blocco unico. All'interno della sua cavità cilindrica viene alloggiato il cuscinetto, bloccato da un anello che chiude il supporto cuscinetto (a cui è avvitato). Questo componente è dotato inoltre di una foro laterale nel quale si innesta un tubo che ha la funzione di collegamento col giunto superiore. L'altra estremità del tubo si incastra

a sua volta in un foro collocato nella parte superiore del giunto superiore. Una vite, inserita dalla parte posteriore di tale giunto, attraverserà il tubo e si avviterà in un inserto filettato collocato in fondo al foro laterale del supporto cuscinetto. Il motore viene sostenuto da due staffe che, insieme ad altri componenti, costituiscono una sorta di gabbia che ha lo scopo di bloccarlo. Tali staffe sono avvitate al supporto cuscinetto. Il nuovo modello di frizione risulta più compatto del precedente ed è sostenuto dall'albero motore stesso; una vitina, inserita in una delle barre costituenti la gabbia, impedisce la rotazione della bobina. La chiocciola flangiata è avvitata ad un componente dotato di una parte cilindrica (chiamato "attacco chiocciola") che si innesta in un foro del tubo quadro (che costituisce la leva del giunto inferiore) costituendo una cerniera. Il potenziometro verrà collocato all'interno del tubo quadro (è stato verificato che le sue dimensioni permettano questo) e la sua manopola si incastrerà in un foro ricavato nella parte cilindrica dell'attacco chiocciola. È riportata un'immagine raffigurante le parti descritte. Il supporto cuscinetto e l'attacco chiocciola sono rappresentati in verde.



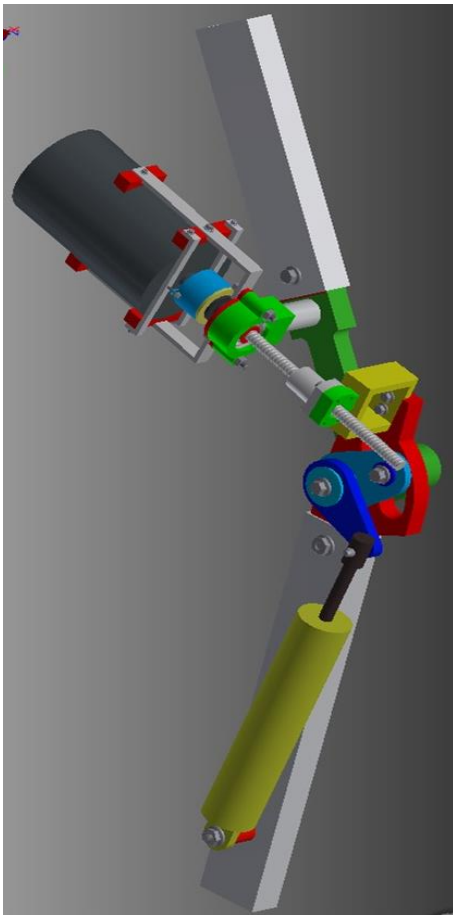
**Fig. 89:** Sistema di attuazione del prototipo collegato alla struttura.

Sono visibili il cilindro (grigio) di collegamento tra supporto cuscinetto e giunto superiore e lo spazio destinato al potenziometro all'interno del tubo quadro (giallo). In fase di montaggio andranno prima serrate le viti che bloccano il tubo quadro e, successivamente, si provvederà ad incastrare la manopola del potenziometro nella sede cilindrica dell'attacco chiocciola (verde). Il corpo del potenziometro andrà chiaramente bloccato al tubo quadro in modo che non ruoti su se stesso. La frizione (si noti la bobina azzurra) è collocata dietro al supporto cuscinetto, a ridosso del motore (in grigio scuro). Si intravede,

in rosso, l'anello che chiude il cuscinetto della vite all'interno del suo supporto. Esso risulta a sua volta chiuso tra le staffe che sostengono il motore ed il supporto cuscinetto.

### Struttura completa

Si riporta un'immagine del tutore completo. Si è deciso di utilizzare come *shank e thigh link* due tubi quadri. Nell'ottica di una realizzazione in ambito universitario essi sono infatti facilmente reperibili presso le officine del Politecnico e offrono inoltre una buona rigidezza, per merito anche della sezione abbondante. Essi si incastrano su giunto superiore ed inferiore in corrispondenza di opportune sedi a sezione rettangolare e sono



bloccati in posizione da bulloni. Lo smorzatore è incernierato, nella sua parte inferiore, ad un cilindro che si innesta in due fori ricavati nelle pareti dello *shank link*. Dal momento che lo smorzatore scaricherà forze notevoli su questo cilindro, esso potrebbe deformare le sottili pareti del tubo quadro in cui è inserito. Per questo motivo si è pensato di inserire un blocchetto di alluminio all'interno dello *shank link* (con le stesse dimensioni della sua sezione interna) nella zona interessata. Esso avrà un foro passante nel quale entrerà il cilindro. Quest'ultimo quindi trasferirà i carichi ricevuti dallo smorzatore sul blocchetto, il quale li scaricherà poi sulle pareti interne del tubo quadro attraverso una superficie molto ampia (evitando così deformazioni locali).

**Fig. 90:** Prototipo completo.

Nella progettazione dei pezzi non si è potuta evitare la presenza di zone che strisciano tra loro durante il movimento, principalmente a livello dell'articolazione: le superfici piane di giunto inferiore, superiore e la piastra di chiusura (azzurra). Per limitare attriti ed usura, in tali zone potrebbero essere collocate delle strisce di teflon. Lo stesso accorgimento andrà preso in corrispondenza del tubo che collega il supporto cuscinetto e giunto superiore, e nell'innesto dell'attacco chiocciola col tubo quadro, zone in cui si avranno

rotazioni con strisciamento. Per quanto riguarda le due schede elettriche (Arduino Uno e il *driver* per il motore), esse saranno collocate sulle parti destinate ad avvolgere l'arto dell'indossatore, che non è stato possibile ideare in questa sede. L'IMU invece, di dimensioni molto ridotte, andrà fissata al *thigh link*, così come le due compatte batterie. La messa in tavola dei principali componenti disegnati è riportata negli allegati.

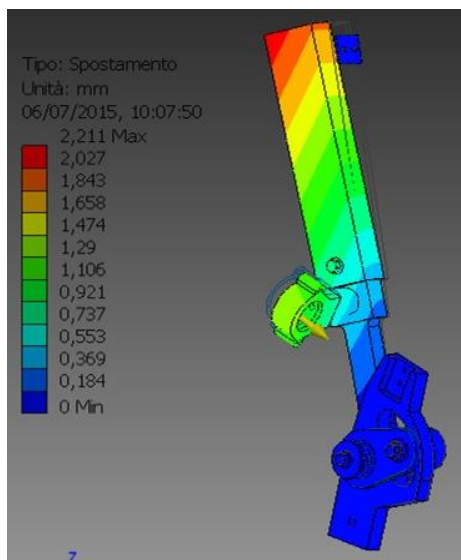
#### **4.2.2. Verifiche meccaniche**

Per la scelta del tipo di materiale da utilizzare si è pensato all'impiego di leghe di alluminio per applicazioni strutturali, idonee a lavorazioni per asportazione di truciolo. Al fine di effettuare le verifiche meccaniche, si è ipotizzato di impiegare la lega 6082. È caratterizzata da buona resistenza ( $R_m=310\text{ MPa}$ ,  $R_{p0,2}=260\text{ MPa}$ ) e buona lavorabilità alle macchine utensili. Le verifiche meccaniche, effettuate col *software* Autodesk Inventor, sono necessarie non solo per verificare che i valori degli sforzi siano tollerabili ma soprattutto per appurare che gli spostamenti rimangano entro valori accettabili, dato il modulo elastico del materiale relativamente basso ( $69000\text{ MPa}$ ). Per effettuare le verifiche, sono state per prima cosa identificate le condizioni di carico più severe durante il ciclo del passo in piano; esse si hanno nei momenti in cui smorzatore e attuatore esercitano le forze massime. Per quanto riguarda la forza massima esercitata dallo smorzatore, essa è pari a  $530\text{ N}$  (grafico 41) ed è sviluppata nella prima parte della *stance phase*, quando il ginocchio è flesso di circa  $22^\circ$ . Immediatamente dopo questo momento si ha la massima forza prodotta dall'attuatore, pari a  $400\text{ N}$ , generata quando il ginocchio è flesso di circa  $25^\circ$ . In entrambi i casi si tratta di forze che producono una coppia estensiva in corrispondenza dell'articolazione e che tendono ad avvicinare tra loro punti a cui attuatore e smorzatore sono vincolati, producendo una trazione su questi due elementi. Per verificare gli effetti prodotti sulla struttura da queste due forze, sono state prodotte varie simulazioni FEM, di cui si riportano le tre principali. Esse sono state effettuate su dei sotto-assiemi parziali del tutore, utilizzati per valutare gli effetti delle forze sui componenti ritenuti, di volta in volta, di interesse. Si riporta la descrizione delle tre simulazioni con annessi risultati.



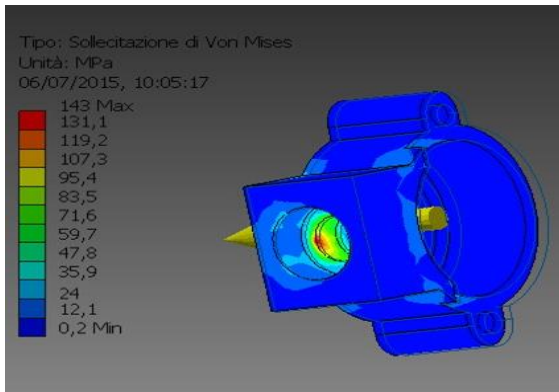
### Simulazione 1: forza dell'attuatore applicata al supporto cuscinetto

Questa simulazione è stata svolta su un sotto-assieme comprendente: giunto inferiore, giunto superiore, piastra di chiusura con annesse viti, cuscinetti interni alle guide (modellati come tubi in acciaio), tubi interni ai cuscinetti, supporto cuscinetto e tubo che lo collega al giunto superiore (con relativa vite) e *thigh link*. È stata applicata, in corrispondenza del supporto cuscinetto, una forza di 400 N che simula l'azione di tiro della vite a ricircolo di sfere. Il giunto inferiore è stato incastrato nella sua parte bassa mentre il movimento del *thigh link* sotto l'azione della forza è stato impedito dalla presenza di un blocchetto (fissato) appoggiato ad esso nella sua estremità superiore. Nella realtà, la forza che si oppone al tiro della vite, verrebbe applicata al *thigh link* dal sistema di allacciamento con l'arto dell'utente. Lo scopo è quello di verificare l'entità degli spostamenti, provocati dall'azione della vite, sul supporto cuscinetto e sul *thigh link*. Come si può vedere dall'immagine riportante i risultati ottenuti, gli spostamenti risultano contenuti, raggiungendo valori prossimi a 1,5 mm in corrispondenza del punto più sporgente del supporto cuscinetto e pari a 2,2 mm nell'estremità superiore del *thigh link*. Questi numeri sono assolutamente accettabili in rapporto alle dimensioni complessive dell'assieme.

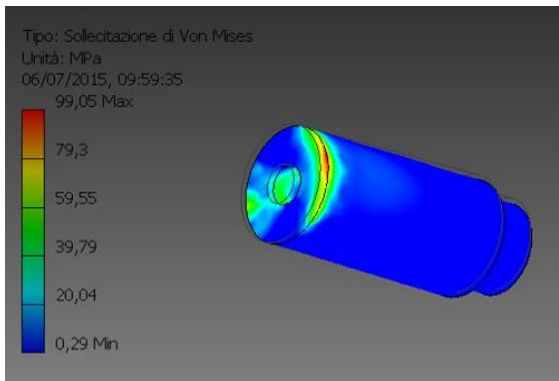


**Fig. 91:** Spostamenti della struttura con forza di 400 N applicata al supporto cuscinetto.

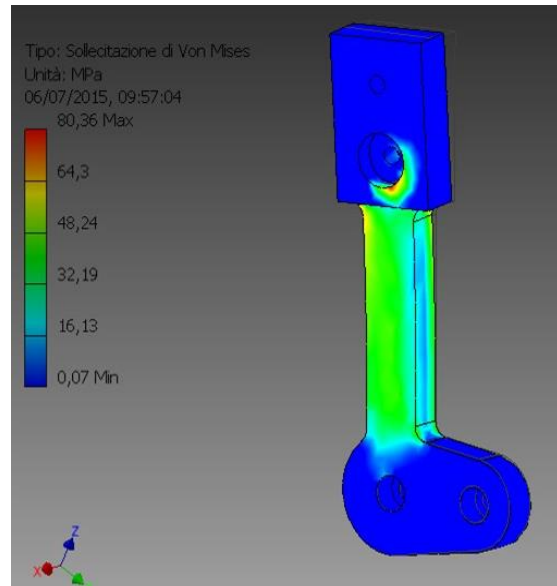
Si sono poi esaminati i valori dello sforzo di Von Mises su tre componenti più critici: il supporto cuscinetto, il giunto superiore ed il tubo di collegamento tra questi due. Come si può vedere dalle immagini gli sforzi rimangono ben al di sotto del valore di snervamento, per cui ci si ritiene soddisfatti degli esiti della simulazione.



**Fig. 92:** Sollecitazione di Von Mises sul supporto cuscinetto.



**Fig. 94:** Sollecitazioni di Von Mises sul tubo di connessione tra giunto superiore e supporto cuscinetto.

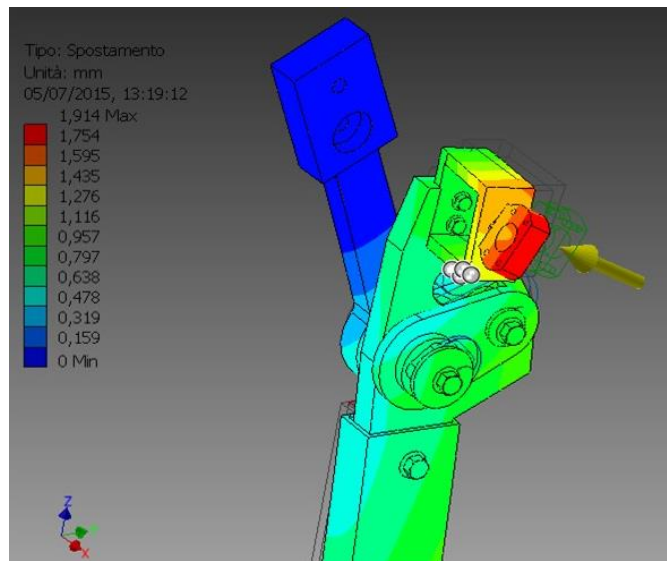


**Fig. 93:** Sollecitazioni di Von Mises sul giunto superiore.

### Simulazione 2: forza dell'attuatore applicata alla leva di competenza

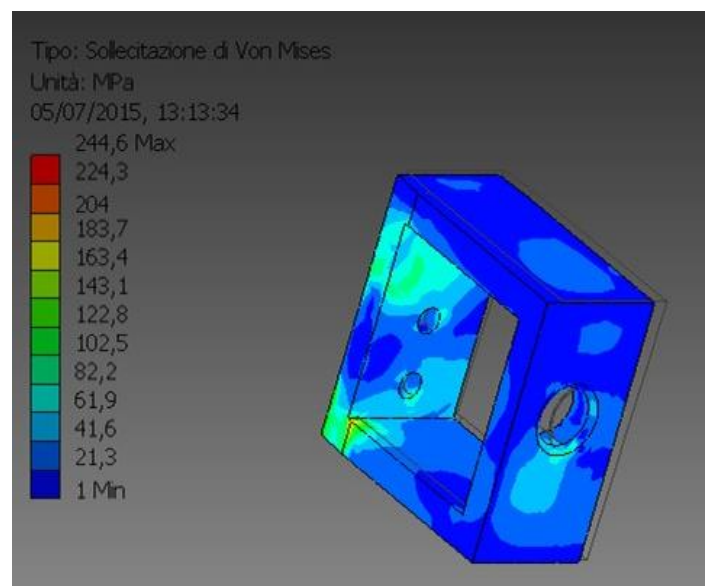
È stato verificato in questa simulazione un assieme composto da: giunto inferiore, giunto superiore, cuscinetti interni alle guide e relativi tubi, piastra di chiusura con annesse viti, *shank link*, leva dell'attuatore (ossia il tubo quadro con relative viti) e attacco chiocciola. Il giunto superiore è stato incastrato nella sua parte alta e, similmente al caso precedente, per impedire il movimento dello *shank link* è stato posizionato contro di questo un blocchetto (fissato) nella sua estremità inferiore. Una forza di 400 N applicata all'attacco chiocciola simula l'azione di tiro compiuta dalla chiocciola all'estremità della leva. Come si può vedere dall'immagine gli spostamenti all'estremità dell'attacco chiocciola per effetto della forza sono leggermente inferiori ai 2 mm. Non si tratta di un valore trascurabile ma comunque ritenuto accettabile. Esso è dovuto sia alla torsione del giunto superiore che dalla deformazione della leva stessa. Potendo disegnare i pezzi senza

sottostare ai vincoli legati alla loro realizzazione (imposti dalla fresatrice disponibile) si sarebbe potuto progettare componenti con geometria più complessa e migliore rigidità.



**Fig. 95:** Spostamenti della struttura con forza di 400 N applicata all'attacco chiocciola.

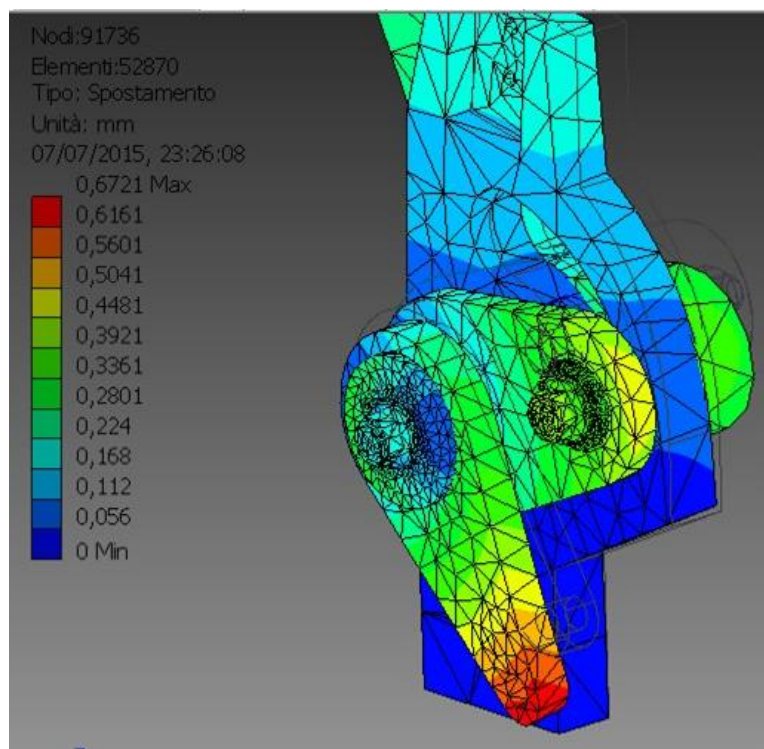
Si sono esaminate le sollecitazioni di Von Mises sul tubo quadro che costituisce la leva: esse risultano tollerabili e solo in aree limitate superano i 100 MPa. Lo sforzo massimo indicato è pari a 245 MPa ma è quasi puntiforme ed è causato dall'effetto di intaglio in prossimità di uno spigolo vivo. Questo tipo di problema può essere eliminato nella pratica smussando tutti gli spigoli vivi presenti nelle zone più critiche, prima tra tutte quella dell'incastro tra giunto inferiore e tubo quadro.



**Fig. 96:** Sollecitazioni di Von Mises sulla leva dell'attuatore.

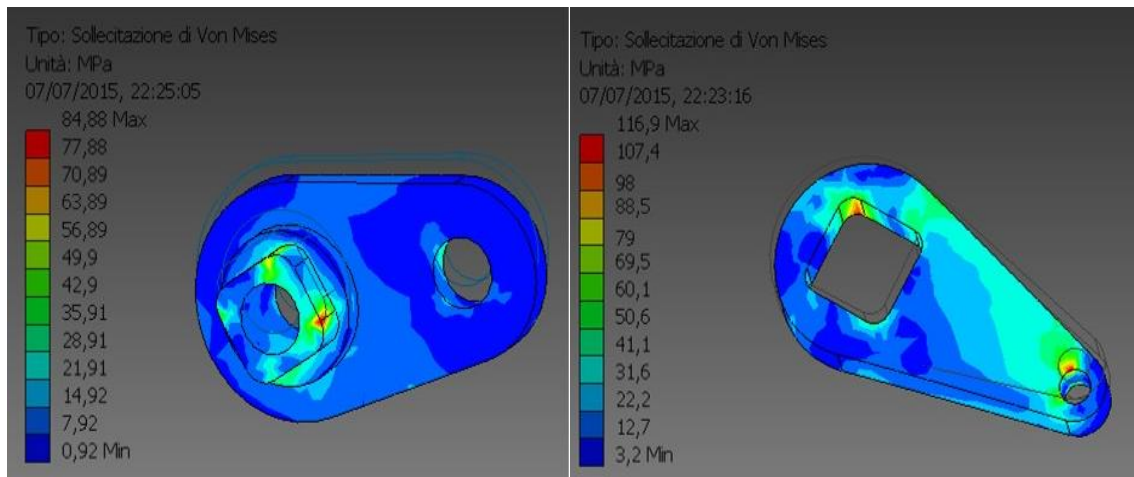
### Simulazione 3: forza dello smorzatore applicata alla leva di competenza

Questa simulazione è stata effettuata su un assieme comprendente: giunto inferiore, giunto superiore, leva dello smorzatore, piastra di chiusura con annesse viti, *thigh link*, cuscinetti con tubi al loro interno e stelo dello smorzatore. Una forza di 530 N è stata applicata allo stelo incernierato all'estremità della leva, per simulare l'azione esercitata dallo smorzatore. Il giunto inferiore è stato incastrato nella sua parte bassa e, per evitare che il *thigh link* ruoti per effetto della forza, esso è mantenuto fermo da un blocchetto (fissato) posto all'estremità di questo.



**Fig. 97:** Spostamenti della struttura con forza di 530 N applicata allo stelo dello smorzatore.

Gli spostamenti risultano contenuti, con un massimo di 0,67 mm in corrispondenza dell'estremità della leva dello smorzatore (nell'immagine per chiarezza è stato nascosto lo stelo). Il sistema di componenti che costituiscono l'articolazione si rivela quindi sufficientemente rigido, così come il tubo quadro che costituisce il *thigh link*, con uno spostamento nella zona centrale inferiore a 0,4 mm (lo spostamento alla sua estremità superiore è nullo essendo vincolato dal blocchetto). Sono stati poi esaminati gli sforzi di Von Mises sulla leva dello smorzatore e sulla piastra di chiusura che risultano compatibili con le caratteristiche meccaniche del materiale.



**Fig. 98:** Sollecitazione di Von Mises sulla piastra di chiusura e sulla leva dello smorzatore.

## Conclusioni

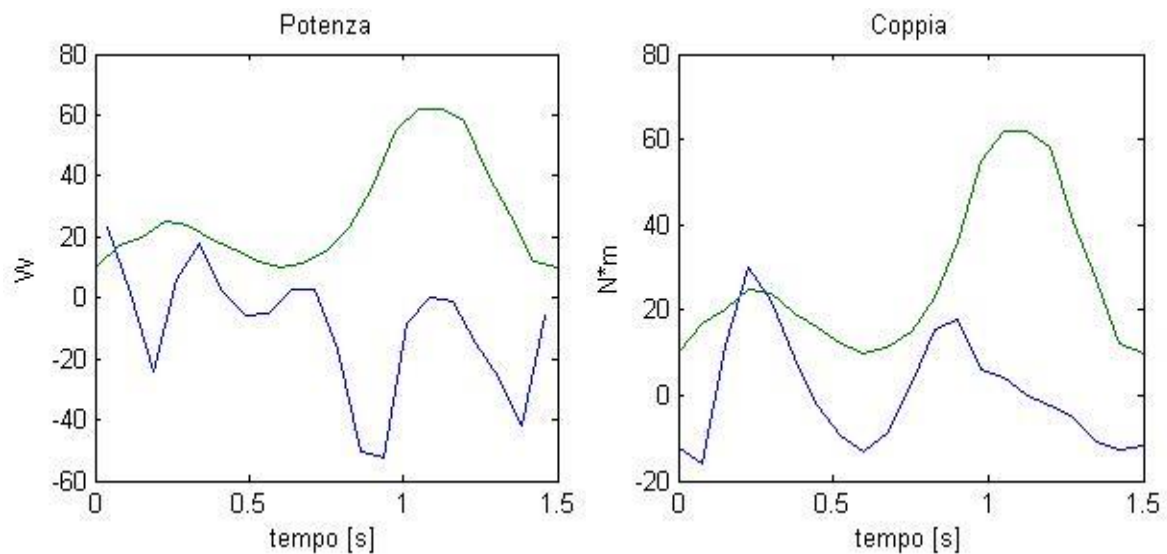
Dalle verifiche meccaniche effettuate la struttura del prototipo appare idonea a sopportare i carichi derivanti dal suo utilizzo. Molti dei componenti hanno forme semplici e risultano sovradimensionati, sia per contenere le deformazioni ma soprattutto per motivi di fattibilità realizzativa con i mezzi a disposizione. Nonostante alcune parti appaiano eccessivamente massicce, grazie alla leggerezza del materiale, il peso complessivo del tutore, compresi tutti i componenti da ordinare che sono stati selezionati, è di circa 3 Kg. Risulta quindi pienamente idoneo al requisito sul peso massimo fissato dalla specifica.

## 4.3. Controllo

L'obiettivo di questo paragrafo è quello di elaborare una proposta per quanto riguarda la strategia di controllo del tutore. Si è pensato ad una logica relativamente semplice che fornisca però delle basi da cui poter sviluppare un sistema più raffinato. Il concetto iniziale dal quale si è partiti è il seguente: l'apparecchio deve assistere l'utente durante la camminata fornendo una coppia della giusta intensità a livello dell'articolazione solo nei momenti in cui vi è maggiore necessità. Ossia quando si ritiene che l'indossatore non sia in grado di sviluppare coi propri muscoli tutta la forza richiesta per il cammino in piano.

### 4.3.1. Criterio di intervento di attuatore e smorzatore

Per prima cosa si è reso necessario scegliere in quali del momenti del ciclo del passo in piano far intervenire il motore e in che modo regolare la resistenza idraulica (sia in estensione che in compressione) dello smorzatore. Per fare questo è utile riportare l'andamento della coppia estensiva e della potenza sviluppate dal ginocchio (di un soggetto sano) durante la camminata, unitamente all'andamento del suo angolo di flessione. Ripercorrendo lo svolgimento del ciclo del passo si può capire in quali fasi è maggiormente richiesto l'intervento del tutore.

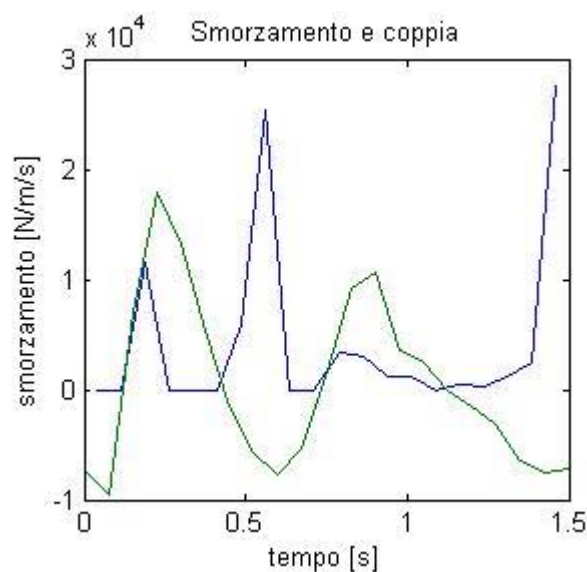


**Fig. 99:** Potenza e coppia (linee blu) sviluppate in corrispondenza dal ginocchio, mostrate insieme all'andamento del suo angolo di flessione (nel ciclo del passo in piano).

All'inizio del ciclo del passo il piede in posizione più avanzata entra in contatto col suolo ed il ginocchio intraprende una leggera flessione. Inizialmente essa avviene con applicazione di coppia attiva (la potenza infatti è positiva) in direzione della flessione, mentre, superato un certo angolo, la flessione prosegue ma la coppia diviene passiva e agisce in direzione dell'estensione, rallentando la flessione. Raggiunto l'angolo massimo di flessione della *stance phase* (di circa 25°) la coppia continua ad agire in direzione dell'estensione ma diviene attiva (la potenza infatti diventa positiva al raggiungimento di quest'angolo) producendo l'estensione del ginocchio. Questo movimento estensivo continua ad essere supportato da una coppia attiva fino ad un certo angolo di flessione, oltre al quale l'estensione prosegue frenata da una coppia passiva in direzione della flessione (la potenza ritorna infatti negativa). Raggiunto l'angolo di massima estensione (situato tra i due picchi del grafico relativo all'angolo del ginocchio) la coppia in direzione

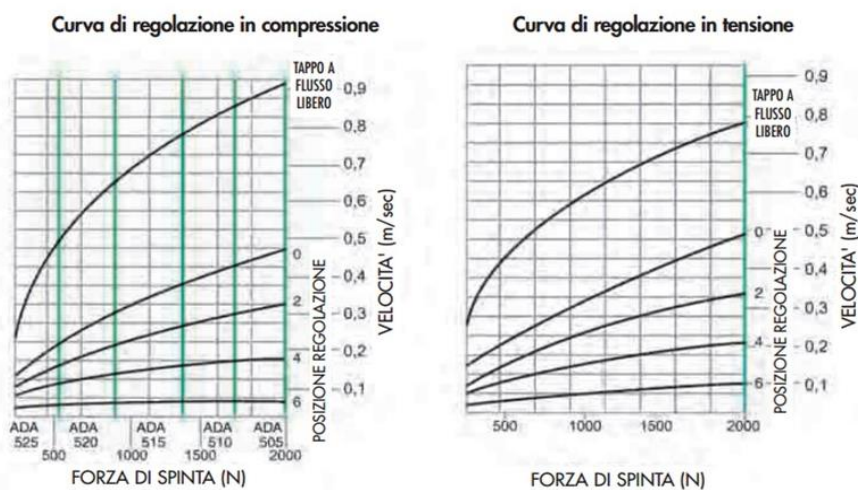


della flessione prosegue ma diventa attiva (la potenza ritorna positiva) ed il ginocchio comincia una nuova flessione (quella più marcata della *swing phase*). Dopo pochi gradi dall'inizio di questa flessione, la coppia ritorna ad essere passiva, rimanendo tale fino alla fine del ciclo: essa tende infatti a smorzare l'oscillazione della gamba (simile a quella di un pendolo e causata dal movimento impartito dalla coscia). Vi sono quindi, all'interno del ciclo, tre momenti in cui la potenza sviluppata dal ginocchio è positiva (e la coppia attiva), durante i quali è potenzialmente possibile far intervenire il motore. Si è deciso senza esitazioni di richiedere la sua azione in corrispondenza dal primo picco dell'angolo di flessione (quello di 25°), dove è richiesta la coppia massima dell'interno del ciclo. Si è invece scelto di non farlo intervenire nella parte immediatamente iniziale del ciclo. Tale decisione è motivata da questo fatto: mentre per un individuo sano è necessaria una coppia attiva per dare il via alla flessione (al momento dell'appoggio del piede per terra), per una persona anziana o infortunata la flessione del ginocchio si avrebbe naturalmente per effetto del peso del corpo che grava sull'arto dopo che il piede è entrato in contatto col suolo. Il motore interverrà invece all'inizio della seconda flessione del ciclo (quella della *swing phase*) dove è richiesta una certa coppia per innescare il movimento flessorio. Per quanto riguarda l'intervento dello smorzatore si è scelto di effettuare la regolazione del freno idraulico solo in una delle due direzioni di movimento, al fine di non complicare eccessivamente la strategia di controllo. In questo modo si dovrà gestire un solo servomotore responsabile della regolazione. Si riporta il grafico dello smorzamento richiesto (linea blu) in cui è presente anche l'andamento della coppia estensiva al ginocchio.



**Fig. 100:** Smorzamento richiesto allo smorzatore del prototipo e coppia richiesta all'articolazione.

I valori di smorzamento in corrispondenza di coppie positive si riferiscono all'estensione dello smorzatore, il contrario accade per la compressione. I valori sono nulli invece in corrispondenza delle fasi di potenza attiva (in cui interviene il motore). Escludendo i due picchi massimi (che come si era detto al sotto-paragrafo 4.1.3 non hanno molto significato) si nota che durante la *stance phase* è necessario un valore di smorzamento in tensione elevato (picco che raggiunge i  $12000 N/(m/s)$ ) che diminuisce però drasticamente nella *swing phase*. Sarà quindi necessario che la regolazione venga effettuata sull'idraulica in estensione del dispositivo. Lo smorzamento in compressione rimarrà invece fisso su un valore più basso, costante durante tutto il ciclo. Si ribadisce che i valori dei due picchi più elevati (che in teoria si riferirebbero ad uno smorzamento in compressione) non devono essere raggiunti dal momento che essi sono frutto di velocità lineari dello stelo molto basse che fanno innalzare oltremodo lo smorzamento. Per produrre le coppie passive in direzione della flessione richieste al ginocchio in quei momenti (più basse di quelle estensive) si sfrutterà la forza stessa dell'utente coadiuvata in piccola parte dallo smorzatore che si comprime. In definitiva, l'idraulica dello smorzatore rimarrà fissa durante tutto il ciclo per quanto riguarda la compressione, mentre in tensione essa sarà regolata solo su due possibili valori, per mantenere relativamente semplice questa proposta di controllo. La scelta dei valori da impostare sulle cartucce del componente (si tratta di scegliere tra delle nove posizioni permesse) sarà chiaramente frutto di un compromesso. Oltre a questo, dal momento che lo smorzatore esercita una certa resistenza anche a motore attivo, è necessario che il valore relativo alla compressione e quello più basso della tensione non siano tali da costituire un freno eccessivo per l'attuatore.



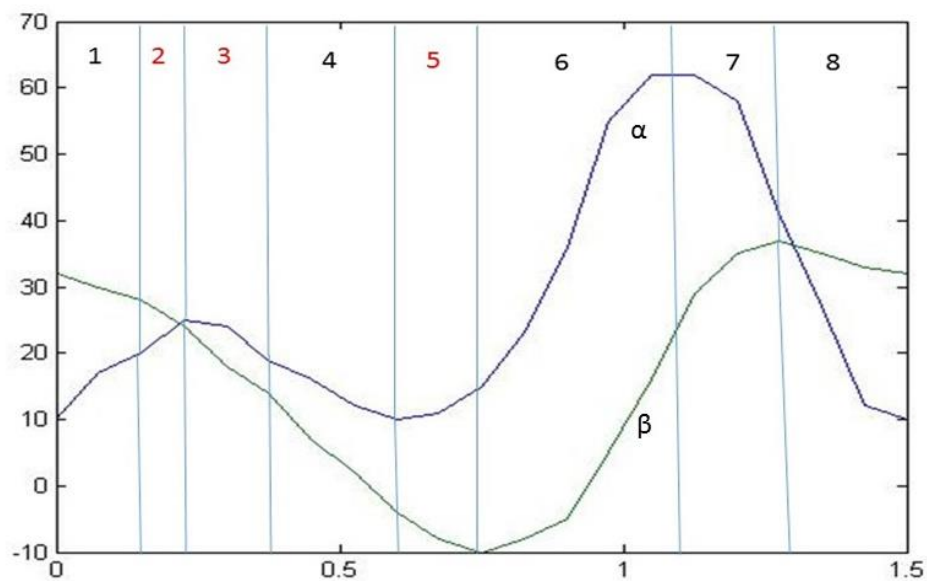
**Fig. 101:** Curve di regolazione smorzatori ADA500.



Esaminando le curve di regolazione fornite dal costruttore, si è deciso di installare un tappo a flusso libero in compressione, per avere la minima resistenza possibile (stando ai grafici quasi nulla, dal momento che la velocità di sfilo dello stelo non supera mai gli 0,2 m/s). Per la tensione si è scelto di mantenere la regolazione sulla posizione 0 (quella più *soft*) per tutto il ciclo del passo, eccetto durante una breve parte della *stance phase* iniziale, quando è richiesta coppia passiva per frenare la prima flessione del ginocchio. In questa fase il servomotore porterà la vite della cartuccia sulla posizione 6. La presenza del tappo a flusso libero in compressione ha il vantaggio di non costituire un freno al motore ma allo stesso tempo non fornisce alcuna resistenza per rallentare l'estensione del ginocchio quando necessario. Tuttavia, come accennato prima, le coppie passive in direzione della flessione, essendo più basse di quelle estensive, potranno essere fornite dall'utente stesso.

#### 4.3.2. Elaborazione logica di controllo

Una volta stabiliti i momenti del ciclo del passo in cui far intervenire attuatore e smorzatore, occorre trovare un modo col quale il sistema di controllo possa dar loro gli opportuni comandi a seconda della fase del ciclo in cui ci si trova. È necessario trovare, sfruttando le informazioni fornite dai sensori, delle condizioni che permettano di innescare il loro funzionamento. Per fare questo si è suddiviso il ciclo del passo in otto fasi come mostrato nell'immagine seguente:



**Fig. 102:** Suddivisione del ciclo del passo in fasi per l'elaborazione della logica di controllo.

Nell'immagine è riportato non solo l'andamento temporale dell'angolo di flessione del ginocchio (linea blu) ma anche quello dell'anca (in verde). Quando l'angolo dell'anca è nullo significa che la coscia è perfettamente verticale; angoli positivi indicano invece che questa è protesa in avanti. I dati relativi a quest'articolazione sono stati reperiti dagli studi di Riener [Riener et al. 2002], già menzionati nel primo capitolo. Il criterio con cui sono state ottenute queste fasi si basa principalmente sulla derivata delle due curve rappresentate. Ogni volta che il segno del loro prodotto cambia vi è il passaggio da una fase all'altra. Come si può notare vi sono alcune eccezioni che riguardano le transizioni 1-2 e 3-4. La divisione tra queste due coppie cade in corrispondenza del passaggio della potenza sviluppata dal ginocchio da attiva a passiva. Ognuna di queste fasi è identificata univocamente dall'insieme di tre condizioni: il segno del prodotto delle derivate e gli intervalli angolari in cui si trovano ginocchio e anca.

Fase	Prodotto derivate	Angolo flessione ginocchio	Angolo flessione anca
1	Negativo	$10^\circ < \alpha_{fl} < 20^\circ$	$28^\circ < \beta < 32^\circ$
2	Negativo	$20^\circ < \alpha_{fl} < 25^\circ$	$24^\circ < \beta < 28^\circ$
3	Positivo	$17^\circ < \alpha_{fl} < 25^\circ$	$10^\circ < \beta < 24^\circ$
4	Positivo	$10^\circ < \alpha_{fl} < 17^\circ$	$-4^\circ < \beta < 10^\circ$
5	Negativo	$10^\circ < \alpha_{fl} < 15^\circ$	$-10^\circ < \beta < -4^\circ$
6	Positivo	$15^\circ < \alpha_{fl} < 62^\circ$	$-10^\circ < \beta < 22^\circ$
7	Negativo	$41^\circ < \alpha_{fl} < 62^\circ$	$22^\circ < \beta < 37^\circ$
8	Positivo	$10^\circ < \alpha_{fl} < 41^\circ$	$32^\circ < \beta < 37^\circ$

**Tabella 30:** Condizioni identificative delle fasi di suddivisione del ciclo del passo.

Le fasi 2, 3 e 5, identificate coi numeri rossi, sono quelle in cui, in accordo a quanto detto precedentemente, ci deve essere l'intervento del motore (nella 3 e 5) o il cambio di taratura dello smorzatore (fase 2). In tutte le fasi diverse da 3 e 5 il motore rimarrà spento (e verrà mantenuto scollegato rispetto vite dalla frizione). Nella fase 2 la vite di regolazione dello smorzatore sarà impostata sul livello di smorzamento più consistente (posizione di regolazione 6) mentre in tutte le fasi rimarrà nella posizione 0. Quando il sistema di controllo rileverà il verificarsi in contemporanea delle tre condizioni che identificano una delle tre fasi illustrate, provvederà a dare gli opportuni comandi al motore o al servomotore.

Nella pratica tuttavia si possono riscontrare alcuni problemi che vanno superati. Le traiettorie angolari delle due articolazioni, utilizzate per ricavare i valori in tabella, infatti sono quelle teoriche, ottenute da studi compiuti su soggetti sani. È chiaro che questi andamenti sono soggetti ad una certa variabilità che dipende dall'individuo; questo è valido a maggior ragione se si parla di persone anziane o reduci da traumi, come gli utilizzatori di questo dispositivo. Per questo motivo, relativamente alle tre fasi indicate in rosso, i *range* angolari di entrambe le articolazioni sono stati ampliati. Si è provveduto poi a verificare che, anche con gli intervalli angolari allargati, le tre fasi rimanessero comunque univocamente distinte e non sovrapponibili parzialmente con tutte le altre.

Un altro problema riguarda le due accensioni dei motori. È corretto che il motore resti in funzione finché rimangono valide le condizioni che identificano le fasi 3 e 5. Al tempo stesso però, il sistema riesce ad entrare in queste due fasi solo in seguito ad un intervento dell'attuatore stesso. Si chiarisce la cosa descrivendo la situazione reale che si avrebbe al passaggio tra 2 e 3. Quando ci si trova alla fine della fase 2 il ginocchio si sta flettendo sotto il peso del corpo, con smorzatore tarato in posizione 6. Questa fase dura fino a che il ginocchio non raggiunge i 25°. Dopo di che esso continuerà a flettersi senza fermarsi (l'utente infatti può non essere in grado di sostenere il proprio peso da sé) e non si entrerà così nella fase 3 (che richiede un angolo inferiore a 25° oltre che la derivata dell'andamento angolare del ginocchio negativa). Per questo servono delle condizioni che facciano accendere il motore prima, in modo che possa produrre il movimento estensivo del ginocchio facendo scendere l'angolo sotto i 25°, così da entrare nelle condizioni che identificano la fase 3 e continuare il suo funzionamento. Un discorso analogo si può fare per l'entrata in funzione del motore nella fase 5.

Per questo motivo sono state create delle fasi "intermedie" situate tra 2-3 e 4-5, definite da condizioni in cui il sistema entra naturalmente alla fine delle fasi 2 e 4. Questo innesca le accensioni del motore, il che permette che si verifichino le condizioni che identificano le fasi 3 e 5. In definitiva il motore sarà in funzione anche in queste fasi intermedie (chiamate "accensione 1" e "accensione 2"), non presenti nell'immagine, che formeranno un tutt'uno rispettivamente con 3 e 5. Chiaramente per la regolazione dello smorzatore non sussiste questo tipo di problema, dal momento che il passaggio dalla fase 1 alla 2 avviene grazie alla naturale flessione del ginocchio sotto al peso del corpo. Sono riportate nella tabella le condizioni identificative delle fasi 2, 3 e 5 (modificate con gli intervalli angolari estesi) e delle due "accensioni".

Fase	Prodotto derivate	Angolo flessione ginocchio	Angolo flessione anca	Azioni dal sistema di controllo
2	Negativo	$20^\circ < \alpha_{fl} < 25^\circ$	$24^\circ < \beta < 28^\circ$	Motore OFF Frizione OFF Regolazione smorz: 6
3	Positivo	$17^\circ < \alpha_{fl} < 25^\circ$	$10^\circ < \beta < 24^\circ$	Motore ON Frizione ON Regolazione smorz: 0
5	Negativo	$10^\circ < \alpha_{fl} < 15^\circ$	$-10^\circ < \beta < -4^\circ$	Motore ON Frizione ON Regolazione smorz: 0
Acc. 1		$25^\circ < \alpha_{fl} < 30^\circ$	$10^\circ < \beta < 30^\circ$	Motore ON Frizione ON Regolazione smorz: 0
Acc. 2		$0^\circ < \alpha_{fl} < 10^\circ$	$\beta < 0^\circ$	Motore ON Frizione ON Regolazione smorz: 0

**Tabella 31:** Condizioni identificative delle fasi di intervento degli attuatori.

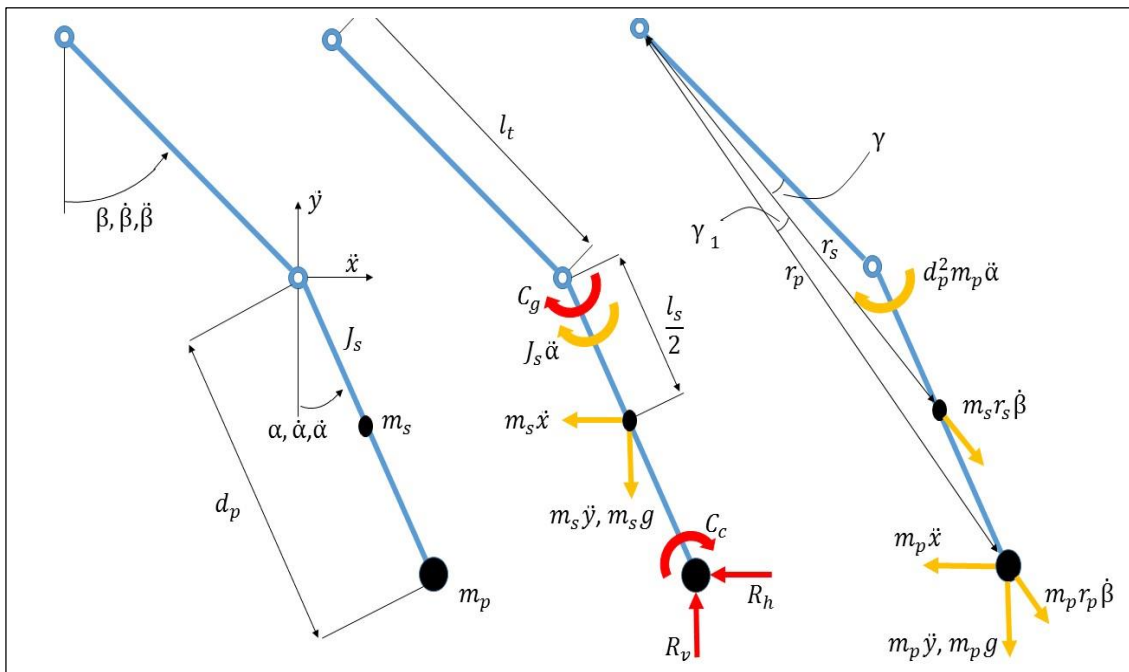
Alla fine della fase 2, appena il ginocchio continuerà la sua flessione oltre i  $25^\circ$  si entrerà nell'accensione 1, durante la quale il motore frenerà la flessione e provocherà un movimento estensivo. In questo modo l'angolo del ginocchio riscenderà in breve sotto i  $25^\circ$  ed il segno del prodotto delle derivate ritornerà positivo creando le condizioni per entrare nella fase 3. Similmente, alla fine della fase 4, il ginocchio, dopo la spinta estensiva del motore (della fase 3) proseguirà per inerzia la sua estensione, scendendo sotto la soglia dei  $10^\circ$ . Questo innescherà l'accensione 2 che produrrà una flessione che consentirà di accedere alla fase 5.

### 4.3.3. Verifica della logica di controllo

Per verificare l'efficacia della strategia di controllo è stato utilizzato l'applicativo *Simulink*, integrato nel *software* di calcolo *Matlab*, in grado di modellare ed effettuare la simulazione di sistemi dinamici. È stato modellato l'arto inferiore dell'utente come un sistema a due gradi di libertà, situato nel piano sagittale, costituito da due aste (gamba e coscia) dotate di opportune masse, collegate tra loro tramite una cerniera rappresentante il ginocchio. Il piede è stato modellizzato come una massa concentrata collocata al

termine dell'asta che costituisce la gamba. L'estremità superiore della coscia è dotata di un'ulteriore cerniera che svolge il ruolo dell'anca. A quest'ultima è stato impartito un movimento che riproduce la sua traiettoria teorica durante la camminata, uguale a quella riportata in figura 50. Oltre a questo, alla cerniera in questione è stato imposto un movimento verticale con andamento temporale sinusoidale, che vuole riprodurre la leggera oscillazione dell'anca durante il passo. I dati relativi a questa traiettoria temporale sono stati reperiti dal sito della "Northern Arizona University".

Al sistema sono poi state date in *input* le seguenti forze provenienti dall'esterno: le reazioni vincolari verticali e orizzontali, scaricate dal suolo sul piede, e la coppia data dalla caviglia, applicata in fondo all'asta inferiore (gamba). Gli andamenti temporali di queste forze durante il ciclo del passo in piano sono state reperite dal lavoro svolto da Riener e dai suoi collaboratori, già menzionato al sotto-paragrafo 1.6.1. La durata del ciclo passo utilizzata per la simulazione è stata presa pari a 1,5 s. L'immagine sottostante mostra le quote geometriche fondamentali del sistema e tutte le forze applicate, comprese quelle d'inerzia e le forze peso, rappresentate in giallo.



**Fig. 103:** Forze applicate al modello di arto inferiore.

La coppia applicata al ginocchio è invece data, in parte dall'attuatore e dallo smorzatore, secondo la logica di controllo elaborata, ed in parte dall'utente. Il modello costruito in *Simulink* si basa sull'equazione di equilibrio alla rotazione della gamba rispetto alla cerniera del ginocchio. Le forze e coppie d'inerzia sono generate, sia dalla rotazione della

gamba attorno alla cerniera del ginocchio, sia dagli spostamenti (con conseguenti accelerazioni) di tale cerniera. Essa si sposta per effetto della rotazione della coscia e per il movimento verticale dell'anca. Si riporta per completezza l'equazione di equilibrio:

$$\ddot{\alpha}(J_s + d_p^2 m_p) = C_g - m_s \ddot{x} \frac{l_s}{2} \cos \alpha - m_s \ddot{y} \frac{l_s}{2} \sin \alpha - m_s g \frac{l_s}{2} \sin \alpha + C_c - R_h l_s \cos \alpha + R_v l_s \sin \alpha + \frac{l_s}{2} m_s r_s \dot{\beta}^2 \sin(\alpha_{fl} - \gamma) - m_p \ddot{y} d_p \sin \alpha - m_p \ddot{x} d_p \cos \alpha - m_p g d_p \sin \alpha + m_p r_p d_p \dot{\beta}^2 \sin(\alpha_{fl} - \gamma_1)$$

$$\text{Con: } \gamma = \tan^{-1} \frac{\frac{l_s}{2} \sin \alpha_{fl}}{l_t + \frac{l_s}{2} \cos \alpha_{fl}} \quad \gamma_1 = \tan^{-1} \frac{d_p \sin \alpha_{fl}}{l_t + d_p \cos \alpha_{fl}}$$

$$r_s = l_t \cos \gamma + \frac{l_s}{2} \cos(\alpha_{fl} - \gamma) \quad r_p = l_t \cos \gamma_1 + d_p \cos(\alpha_{fl} - \gamma_1)$$

Tutte le grandezze riportate nelle equazioni sono indicate nell'immagine sopra. Specifichiamo per chiarezza che:  $J_s$  rappresenta l'inerzia alla rotazione della gamba rispetto alla cerniera del ginocchio,  $C_g$  la coppia applicata al ginocchio,  $C_c$  quella data dalla caviglia e  $\alpha_{fl}$  l'angolo di flessione del ginocchio (pari a zero con gamba completamente estesa). La massa della gamba  $m_s$  viene considerata concentrata e applicata a metà della sua lunghezza (indicativamente nel baricentro) e tiene in considerazione anche il peso (molto poco influente) della porzione di tutore solidale ad essa. I valori delle grandezze costanti, relative alla geometria e alla massa del sistema, sono riportate in tabella:

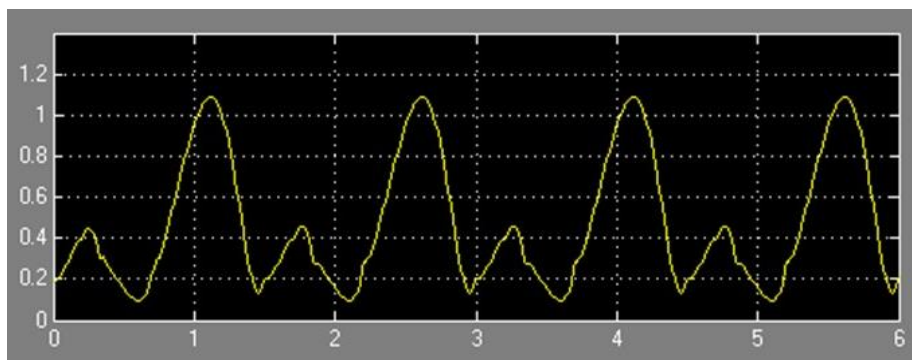
$J_s$	0,27 Kg*m <sup>2</sup>
$l_s$	0,45 m
$m_p$	1 Kg
$m_s$	5 Kg
$l_t$	0,5 m
$d_p$	0,5 m

**Tabella 32:** Grandezze relative al modello di arto inferiore realizzato con Simulink

Per verificare l'efficacia del controllo è stato deciso che nelle fasi 2, 3, 5 e nelle due "accensioni" la coppia fornita dall'utente deve essere nulla. Per simulare l'intervento di quest'ultimo durante tutte le altre fasi è stato utilizzato un controllore proporzionale

derivativo che applica una coppia opportuna al ginocchio per seguire una traiettoria di riferimento che coincide con quella teorica del ginocchio rappresentata in figura 50. Durante le fasi di intervento degli attuatori i guadagni del controllore PD vengo azzerati, in modo che tutta la coppia sia generata da smorzatore o motore. Si è deciso, per quanto riguarda il motore, di azionarlo in modo da fornire, a livello dell'articolazione, una coppia costante per tutta la durata delle sue fasi di intervento. La forza data dallo smorzatore (sia in tensione che in compressione) viene calcolata, a seconda della sua regolazione, sulla base delle curve del grafico 52, il cui andamento è stato riprodotto in Simulink. Il sistema di controllo di attuatore e smorzatore riceve in *input* l'angolo di flessione del ginocchio (che nella pratica sarà fornito dal potenziometro) e l'angolo assoluto di inclinazione della coscia (dato fornito dall'IMU), sfruttati, attraverso derivazioni e confronti, per rilevare la fase in cui ci trova e azionare opportunamente gli attuatori. L'*output* del modello realizzato è dato dall'andamento dell'angolo di flessione del ginocchio nel tempo, ricavato ciclicamente da Simulink integrando il valore della derivata seconda dell'angolo  $\alpha$  (al quale  $\alpha_{fl}$  è correlato).

Impostando nel modello degli opportuni valori di coppia, che il motore deve produrre in corrispondenza dell'articolazione nelle fasi predisposte, si è ottenuto un andamento della traiettoria del ginocchio molto simile a quello teorico. Come si vede dal risultato qui riportato, la simulazione ha una durata pari a quella di quattro cicli del passo.



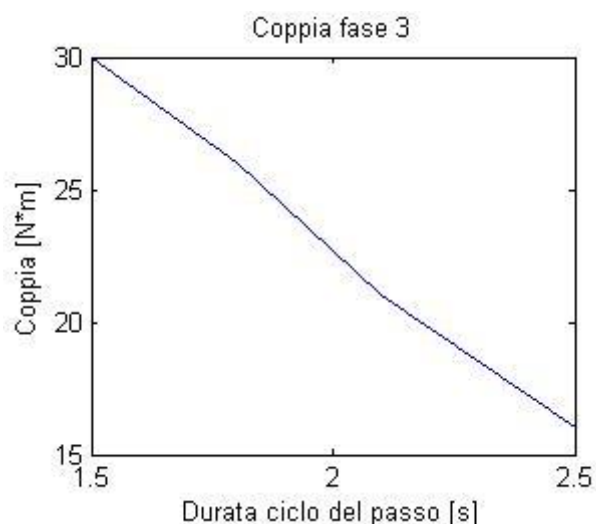
**Fig. 104:** Andamento dell'angolo di flessione del ginocchio ricavato col modello Simulink, controllato in accordo con la strategia elaborata.

Si può notare che l'angolo massimo di flessione (espresso in radianti) raggiunto dai picchi più bassi (relativi alla *stance phase*) è leggermente superiore di quello teorico. Questo avviene perché, in accordo con la strategia di controllo, il motore interviene solo quando la flessione supera i  $25^\circ$ . Prima che esso riesca a causare l'estensione del ginocchio,

questo si flette ancora di qualche grado, superando la soglia indicata. Per un'ulteriore verifica della strategia di controllo si è provato a modificare la traiettoria angolare dell'anca riducendo di ampiezza la curva che la rappresenta (ossia moltiplicando i suoi valori per un numero inferiore di 1). Con questo metodo si vorrebbe riprodurre un ciclo del passo differente rispetto a quello teorico, caratterizzato da escursioni angolari più ridotte, cosa che si ritiene credibile per i soggetti a cui è destinato il dispositivo. Il modello ha restituito una traiettoria angolare del ginocchio molto vicina a quella teorica fino ad una riduzione del 10% dell'escursione dell'anca. Questi risultati sono ritenuti soddisfacenti ed indicano che la logica di controllo elaborata può costituire una buona base di partenza per sviluppare strategie più raffinate.

#### 4.3.4. Linee guida per lo sviluppo di una strategia di controllo più evoluta

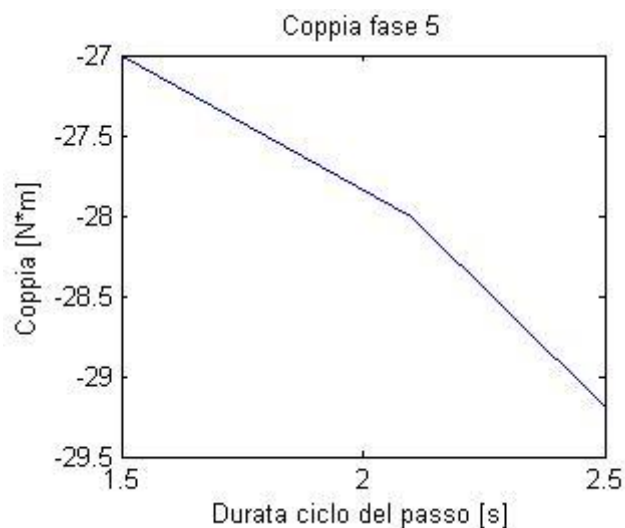
I risultati ottenuti fino ad ora si riferiscono ad un controllo che funziona solo se si assume una durata del ciclo del passo costante e pari a 1,5 s. Chiaramente nella pratica la velocità di camminata può variare, anche nel corso di uno stesso ciclo. Un buon sistema di controllo deve essere in grado di adattarsi istantaneamente a cambiamenti di questo tipo, regolando di conseguenza l'intensità di intervento di motore e smorzatore (in caso di possibilità di regolazione più fine). Per fornire delle linee guida su come dovrebbe funzionare un controllo che svolga questo compito si è provato a dilatare temporalmente la durata del ciclo del passo (portandola a valori di 1,8 s, 2,1 s e 2,5 s). Si sono poi ricavati, per le fasi di intervento del motore, i valori di coppia necessari all'articolazione per garantire una camminata con traiettoria del ginocchio vicina a quella teorica. I loro andamenti sono riportati nei grafici qui sotto.



**Fig. 105:** Andamento della coppia da applicare all'articolazione durante la fase 3 in funzione della durata temporale del ciclo del passo.



**Fig. 106:** Andamento della coppia da applicare all'articolazione durante la fase 5 in funzione della durata temporale del ciclo del passo.



Si osserva come gli andamenti delle coppie richieste all'articolazione siano, con una certa approssimazione, lineari. È stato verificato che tutti i valori di coppia necessari al ginocchio siano erogabili dal motore scelto per il prototipo (attraverso il sistema di trasmissione) alle velocità di rotazione richieste. Questi grafici forniscono un'indicazione per quanto riguarda l'elaborazione di una strategia di controllo che sia in grado di adattarsi, oltre che a traiettorie articolari diverse da quelle teoriche, anche a velocità di camminata differenti. Per quanto riguarda la fase 3 si può concludere che l'intervento del motore deve essere via via meno invasivo al rallentare del passo, mentre per la 5, al contrario, la coppia prodotta deve crescere (in modulo), seppur lievemente. Nell'ottica dell'elaborazione di una strategia di controllo più avanzata, occorrerà quindi, attraverso le letture dei sensori, determinare la velocità di camminata e regolare di conseguenza l'intensità d'intervento dell'attuazione.

I grafici relativi alle forze esterne applicate al sistema per la verifica della strategia di controllo sono riportati negli allegati, insieme allo schema a blocchi realizzato in Simulink per effettuare la simulazione (con durata del ciclo del passo di 1,5 s).

## 5. Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo del lavoro svolto è stato quello di elaborare il progetto di un tutore per ginocchio attuato, in grado assistere soggetti con *deficit* muscolari agli arti inferiori durante la camminata; si è pensato prevalentemente a persone anziane o reduci da infortuni. Ci si era prefissati di ideare un dispositivo relativamente semplice ed economico nella realizzazione in grado però di aiutare gli utilizzatori in varie situazioni. Si era stabilito che esso dovesse permettere, oltre alla camminata in piano, anche la percorrenza di pendii, scale, sia in salita che in discesa, e l'azione di alzata a partire da posizione seduta.

Il primo passo verso il raggiungimento dell'obiettivo finale è stata la definizione della specifica tecnica, documento in cui vengono stabiliti in termini quantitativi i requisiti che l'apparecchio deve soddisfare per svolgere la sua funzione. Questo risultato è stato ottenuto grazie allo svolgimento di varie attività: lo studio di alcuni apparecchi di assistenza alla camminata presenti in commercio, l'esame di un articolo scientifico riguardante il ciclo del passo ed un lavoro di ricerca brevettuale. Quest'ultimo ha avuto l'ulteriore scopo di fornire preziose indicazioni sulle scelte progettuali più utilizzate per quanto riguarda ortesi attuate ed esoscheletri per arti inferiori. Alcune decisioni relative al progetto, riguardanti principalmente il sistema di attuazione, i sensori e la strategia di controllo, sono state prese proprio in accordo con i risultati di tale ricerca. L'esame delle invenzioni presenti nei brevetti, consente inoltre di evitare di produrre risultati identici a qualcosa di già elaborato.

Successivamente si è proceduto con la progettazione vera e propria del tutore attuato, che ha prodotto come risultato finale un modello CAD definitivo dell'apparecchio, comprendente tutti i pezzi disegnati appositamente. Oltre a questo sono stati scelti, dopo opportune verifiche e considerazioni, i componenti da reperire in commercio (motore CC, batterie ecc.). Per arrivare alla configurazione definitiva del dispositivo sono stati elaborati due differenti *concept*, tra i quali è stato poi scelto il migliore, oggetto di successivi affinamenti.

Infine è stato progettato il prototipo del dispositivo ideato, lavoro effettuato pensando ad una sua ipotetica costruzione in ambito universitario. Per via di alcuni vincoli realizzativi legati ad una sua ipotetica costruzione nell'ambito di un laboratorio universitario, si è reso necessario un ridimensionamento dei requisiti della specifica tecnica, volti a limitare

l'impiego del dispositivo alla sola camminata in piano. I pezzi sono stati ridisegnati e semplificati, in modo da poter essere ricavati da piastre di alluminio tramite una fresatrice a tre assi come quella a disposizione in laboratorio. Parallelamente sono stati scelti tutti i componenti da reperire in commercio per consentirne la realizzazione (dai cuscinetti alla componentistica elettronica), tenendo sempre in considerazione gli aspetti pratici legati ad una sua eventuale costruzione. Infine si sono elaborati i fondamenti per una possibile strategia di controllo dell'apparecchio che, in base agli obiettivi iniziali, doveva essere in grado di assistere l'utente adattandosi alla sua camminata. L'efficacia della proposta di controllo elaborata è stata testata virtualmente sfruttando Simulink (applicativo integrato nel *software* Matlab) ed i risultati sono stati soddisfacenti. Sulla base di questi si sono infine definite delle linee guida per un successivo affinamento della logica di controllo.

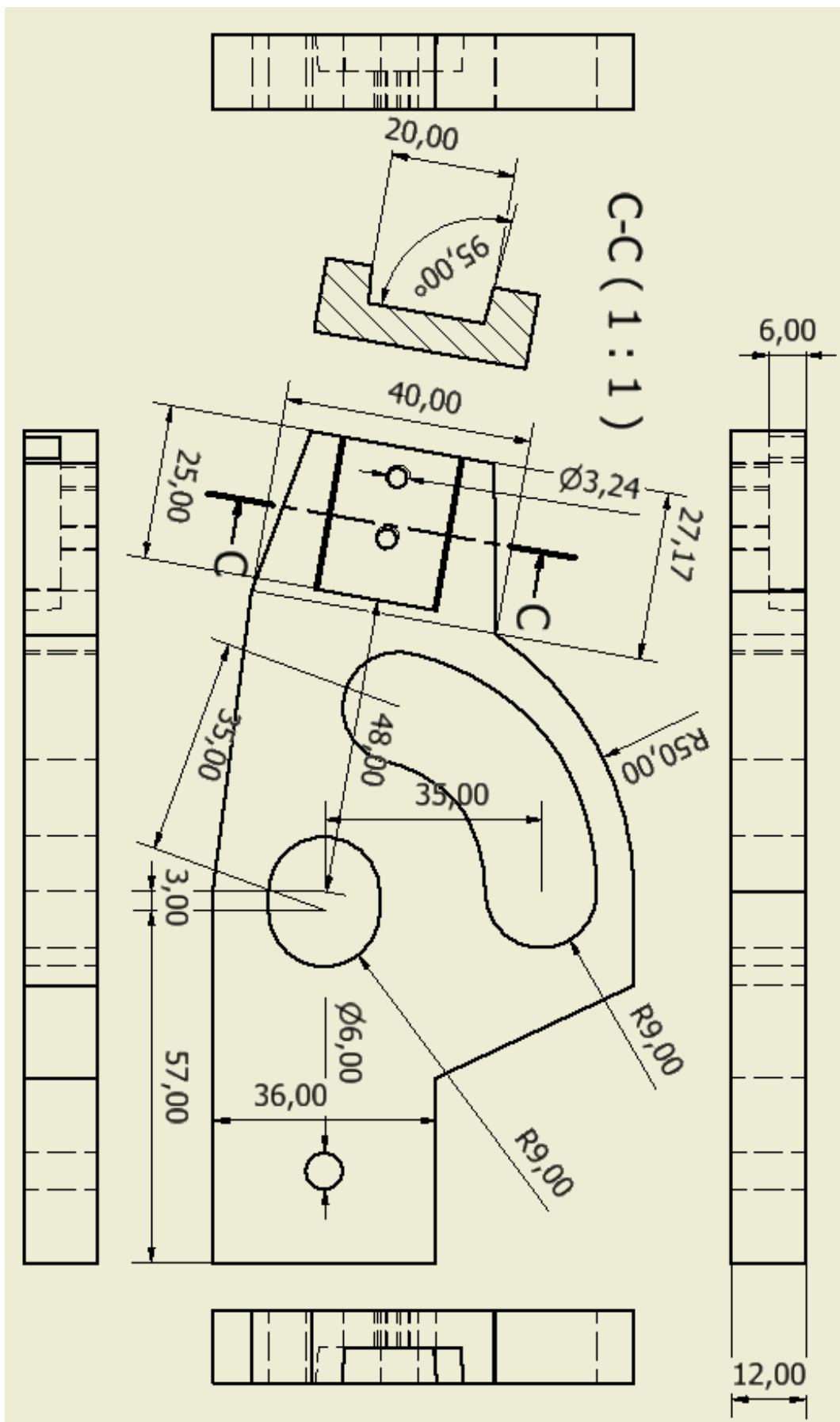
Il risultato finale del lavoro svolto è il progetto di un dispositivo di assistenza alla camminata realizzabile con risorse limitate e caratterizzato da una certa originalità rispetto ad apparecchi simili presenti in commercio o brevettati. Esso è potenzialmente in grado, con i necessari sviluppi inerenti l'aspetto del controllo, di svolgere la funzione per cui è stato ideato.

La naturale continuazione di questo percorso, che in questa sede non si è potuto sviluppare oltre, consisterebbe nella realizzazione fisica del prototipo, di cui sono già stati esaminati quasi tutti gli aspetti legati alla costruzione (compreso il budget da destinare all'acquisto dei componenti). I pezzi potrebbero essere realizzati con la fresatrice disponibile presso il laboratorio HAPRE del Politecnico sfruttando la tecnologia CAM, peraltro integrata nel *software* Autodesk Inventor, utilizzato per modellare tutti i pezzi da fabbricare *ad hoc*. Una parte dell'apparecchio che non è stato possibile sviluppare, per mancanza delle opportune conoscenze in materia di ergonomia, riguarda il sistema di allacciamento dell'arto dell'utente con le parti strutturali. Nell'ottica di una futura costruzione del prototipo, anche questo aspetto dovrà essere affrontato, magari prendendo spunto dai tutori ortopedici esistenti. Infine occorrerà affinare la strategia di controllo dell'apparecchio per renderlo in grado, non solo di assecondare la velocità del passo imposta dall'utilizzatore, ma anche di rilevare condizioni di camminata particolari (pendii e scale) e regolarsi di conseguenza. Sarebbe auspicabile riuscire a calibrare la coppia fornita dal motore in modo coerente con la velocità di camminata del paziente. L'intensità del suo intervento dovrebbe essere calibrata in base all'entità del deficit muscolare del soggetto, in modo da fornire solo l'aiuto necessario e facendo sviluppare alla persona il

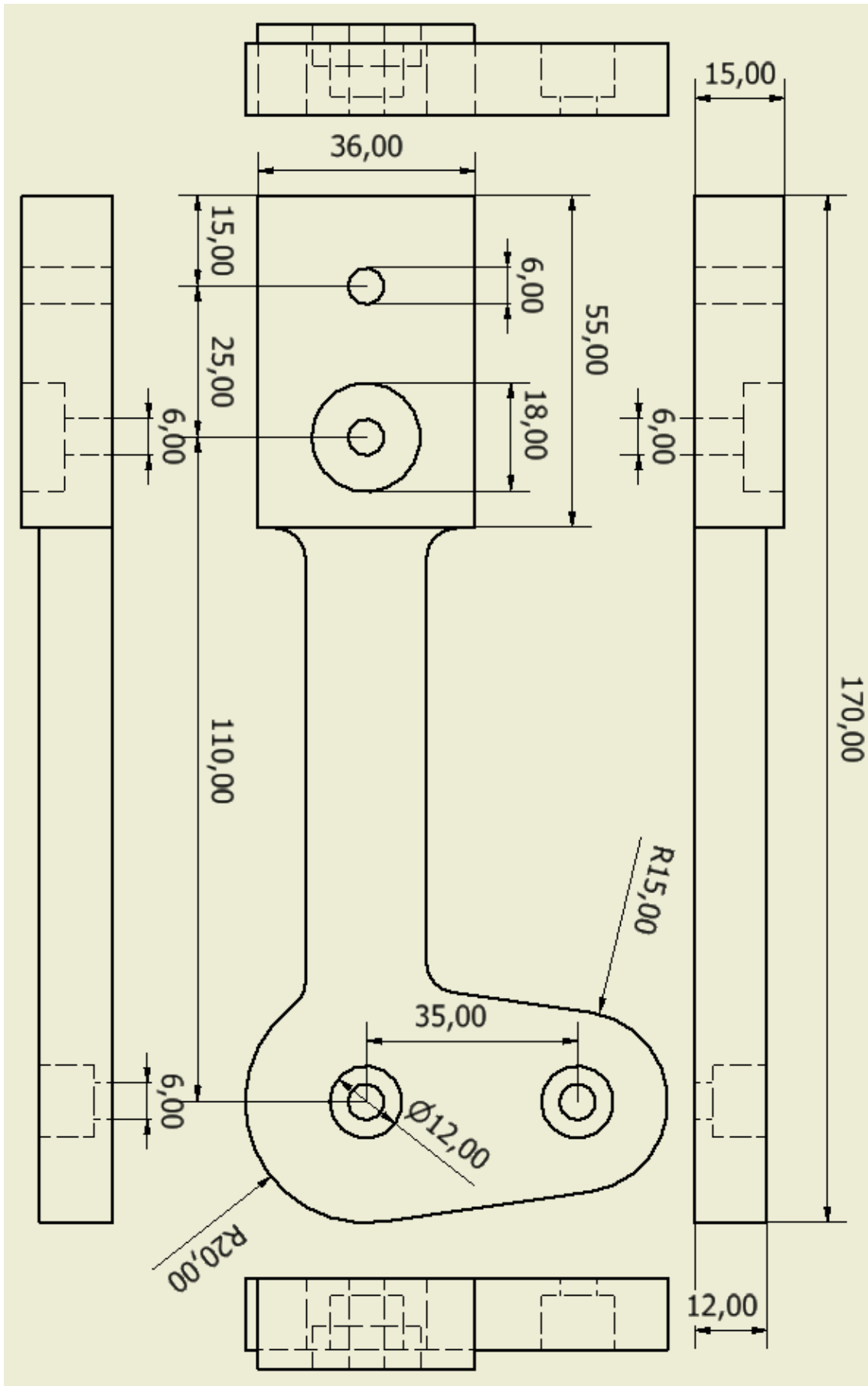
resto della forza. Per quanto riguarda l'erogazione di potenza passiva da parte dello smorzatore, l'ideale sarebbe poter effettuare una regolazione dell'idraulica continua, sia in tensione che in compressione. In questo modo sarebbe possibile offrire, in ogni fase del ciclo del passo, la giusta azione frenante, sfruttando tutti i livelli di smorzamento possibili consentiti dal componente scelto.

Solo con una strategia di controllo efficace e correttamente sviluppata il dispositivo potrà essere realmente in grado di aiutare nella camminata le persone a cui è destinato, consentendo loro di incrementare la propria qualità di vita.

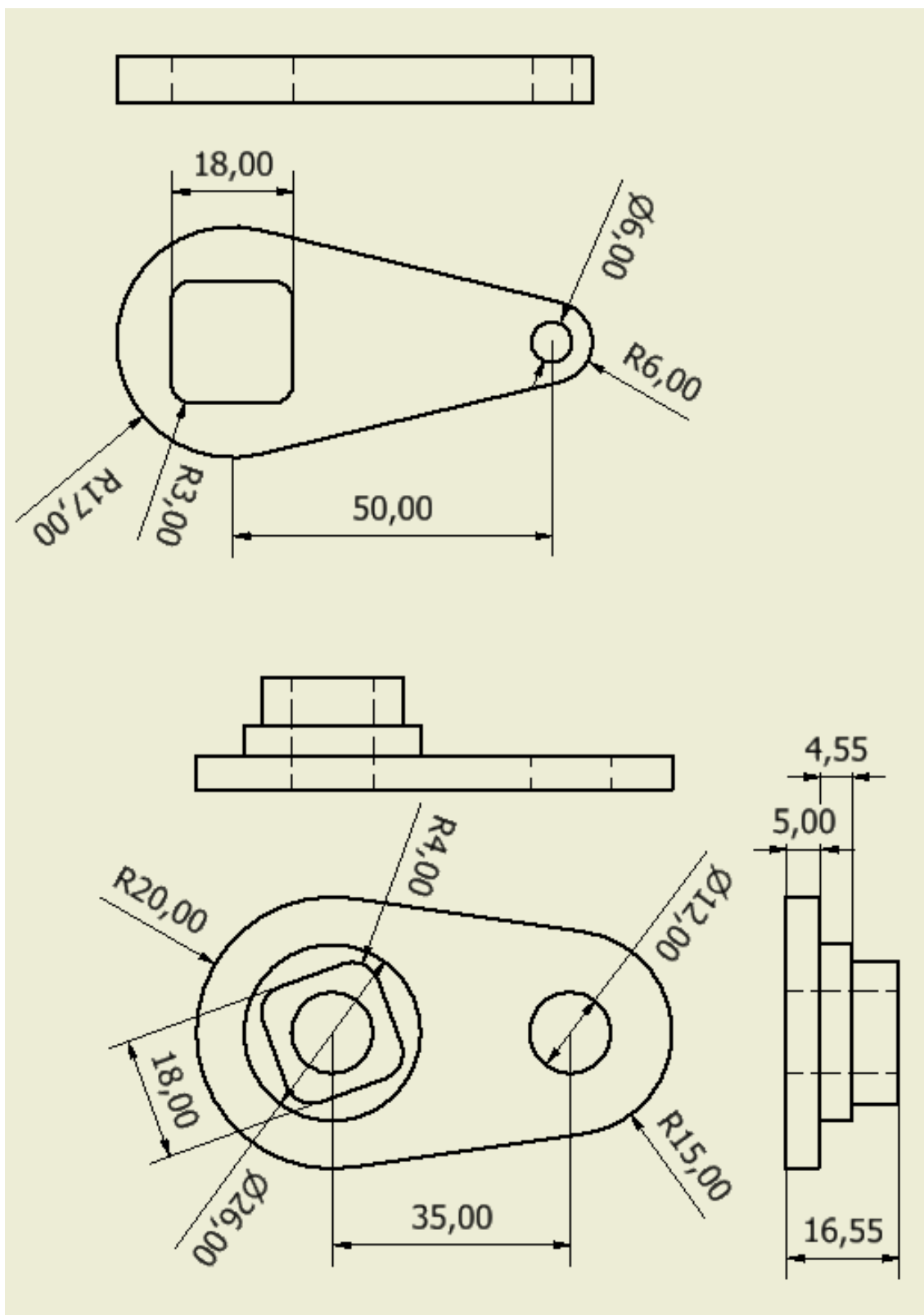
Allegato 1- Giunto inferiore del prototipo (Scala 1:1)



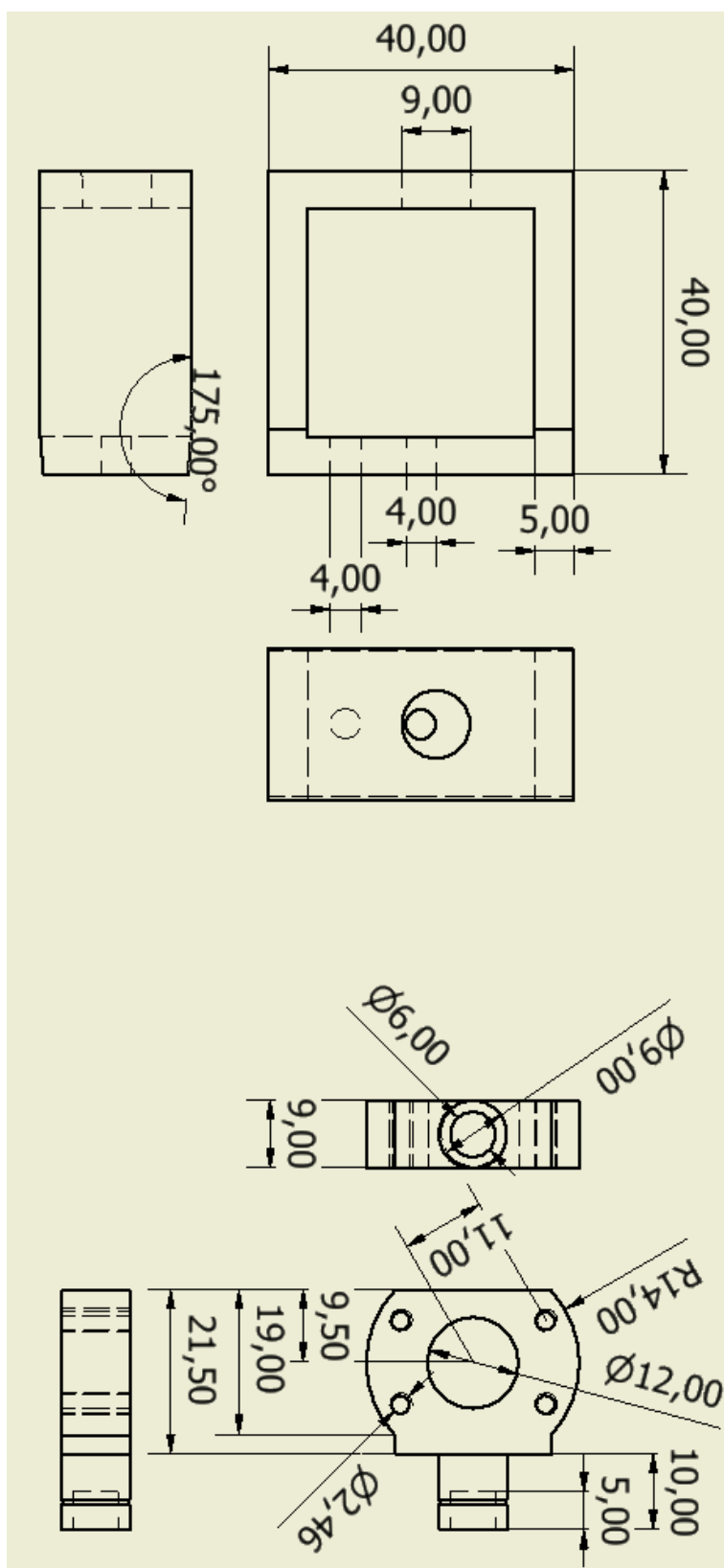
Allegato 2- Giunto superiore del prototipo (Scala 1:1)



Allegato 3- Leva smorzatore e piastra di chiusura del prototipo (Scala 1:1)



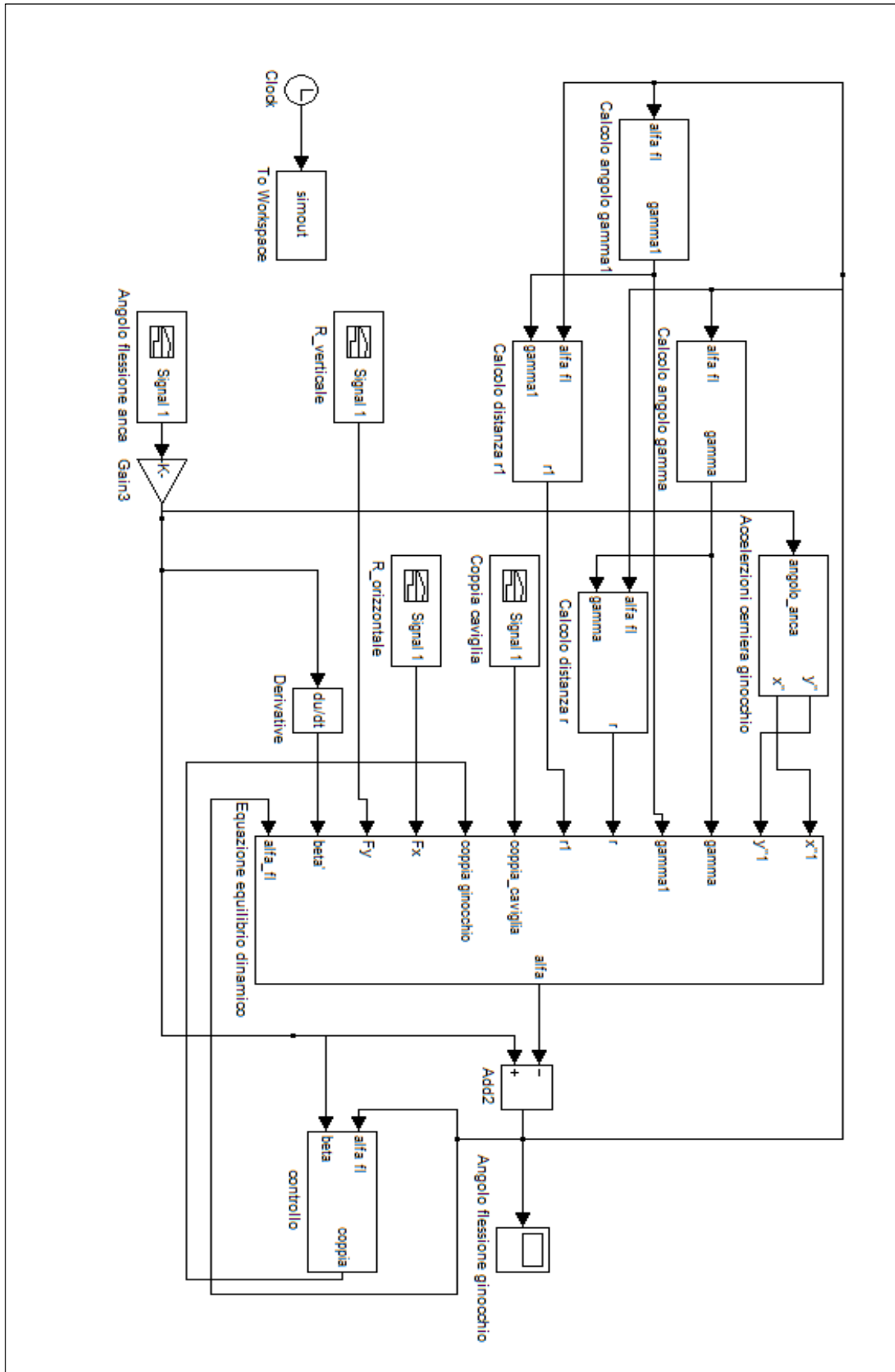
**Allegato 4- Tubo quadro e attacco chiocciola del prototipo (Scala 1:1)**





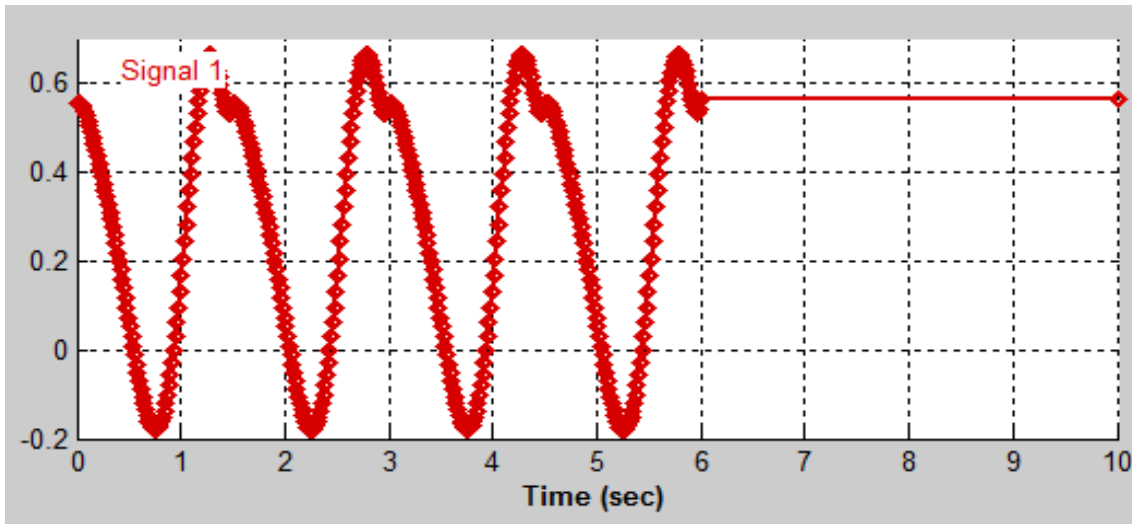


**Allegato 6- Schema a blocchi Simulink per verifica strategia di controllo**

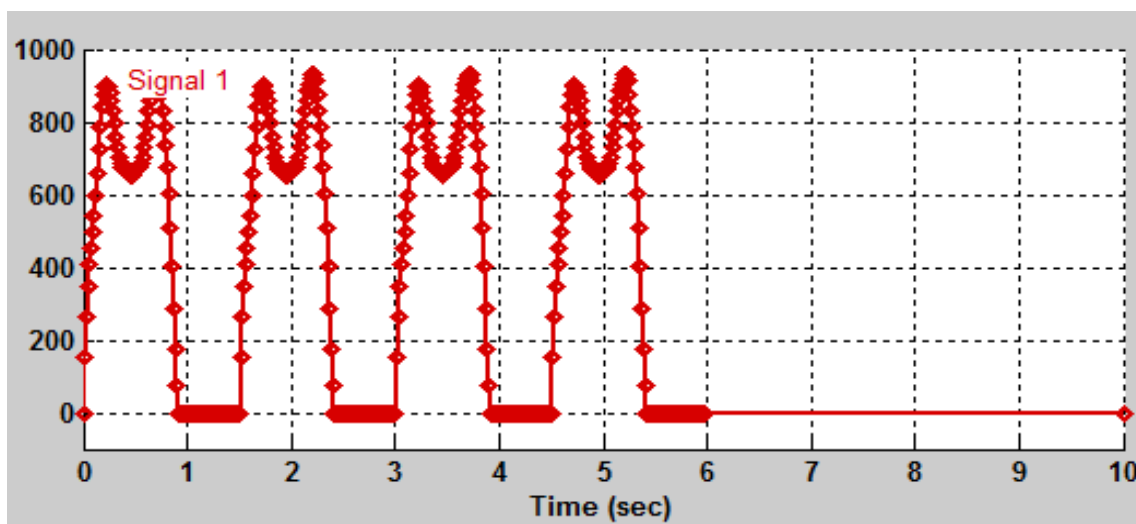


**Allegato 7- Forze e spostamenti forniti in Input al modello Simulink per la verifica della logica di controllo**

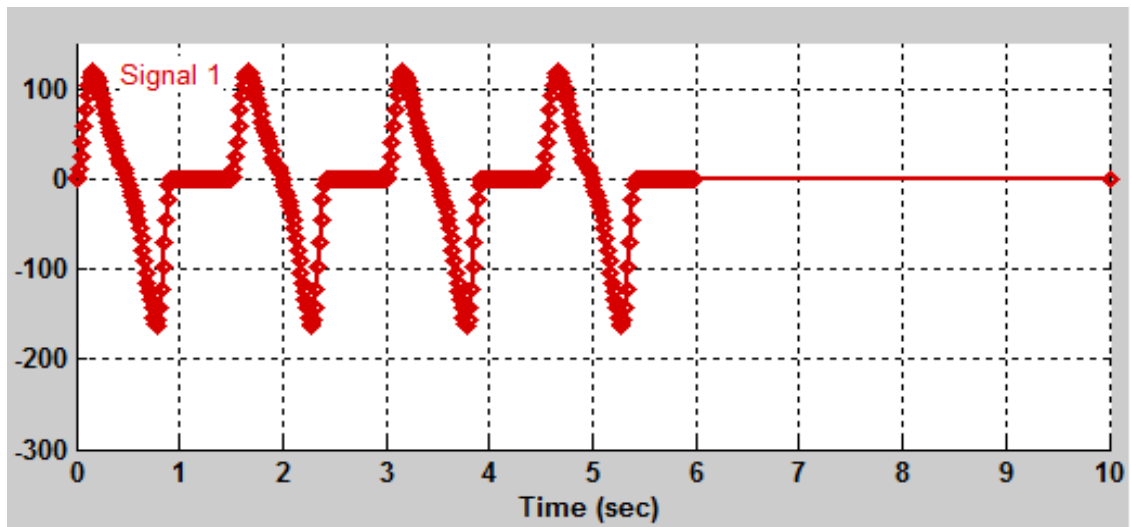
Angolo di flessione dell'articolazione dell'anca [radianti]



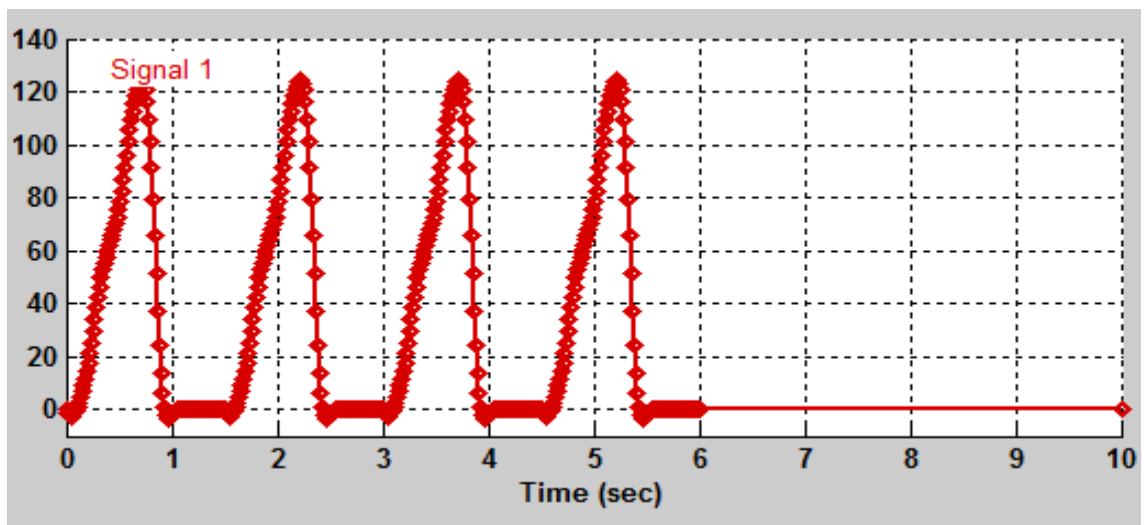
Reazione vincolare verticale scaricata dal terreno al piede [N]



Reazione vincolare orizzontale scaricata dal terreno al piede [N]



Coppia scaricata dall'articolazione della caviglia alla gamba [ $N*m$ ]



## Bibliografia

Angold R., Zoss A. B., Burns J. W., Harding N. H., inventors; Berkeley Bionics, applicant. *Hip and knee actuation systems for lower limb orthotic devices*. WO 2010/036791 A1. 2009 September 24.

Auberger R., inventor. Otto Bock Healthcare GMBH, applicant. *Knee orthosis and method for controlling knee orthosis*. US 2011/0071452 A1. 2011 March 24.

Cappa P. Patanè F., inventors. Università degli Studi di Roma, applicant. *Ankle and knee motorized orthosis*. WO 2014/072883 A1. 2014 May 15.

Dinon P., inventor. M.P.D. s.r.l., applicant. *Robot motor rehabilitation device*. US 2012/0004581. 2010 January 5.

Endo Y., inventor; Honda Motor Co., applicant. *External control method, external force control system and external force control program*. EP 1832269 A1. 2005 November 29.

Han Z., Williams C., Weber J., Barnhurt C., Herr H., Cusler R. J., inventors and applicants. *Tarrain adaptive powered joint orthosis*. US 2012/0259431. 2012 October 11.

Herr H. M., Wais C., Paluska D. J., Valiente A., Pasch K., Grand W., inventors. Massachusetts Institute of Technology, applicant. *Exskeleton for running and walking*. US 2011/0040216 A1. 2011 February 17.

Herr H., Casler R., inventors. IWalk Inc., applicant. *Implementing a stand-up sequence using a lower extremity prosthesis or orthosis*. WO 2011/026086 A1. 2011 March 3.

Hiroshi K., Tacko K., Kazutaka I., Kazuzai H., Yutaca S., inventors. Tokio university of science educational foundation administrative organization, applicant. *Walking auxiliary equipment*. US 2010/0270771 A1. 2010 October 28.

Hiroshi K., inventor; Honda Motor Co., applicant. *Walking assist device*. US8303523 B2. 2012 November 6.

Hisashi K., Taiji K., inventors. Honda Motor Co., applicant. *Walking assisting device*. US 2007/0027409 A1. 2007 February 1.

Kazerooni H., Amundson K., Harding N., inventors; Berkeley Bionics, applicant. *Device and method for decreasing energy consumption of a person by use of a lower extremity exoskeleton*. EP 2687339 A1. 2014 January 22.

Kazerooni H., Tung W., Hyun D., inventors. The Regents of the University of California, applicant. *Controllable passive artificial knee*. WO 2014/039134 A1. 2014 March 13.

Kilchert J., inventor. Reha Technology GMBH, applicant. *Device for therapeutic treatment and system for device assisted locomotion therapy with such a device*. WO 2014/012961 A1. 2014 January 23.

Little R., Irving R., inventors and applicants. *Mobility aid*. WO 2009/082249 A2. 2009 July 2.

Nakashima I., Manabe S., inventors; Toyota-shi, applicant. *Walking aid device*. EP 2500007 A1. 2012 September 19.

Pietrusisnki M., Mavroidis C., inventors. Northesastern University, applicant. *Orthopedic lower body exoskeleton for control of pelvic obliquity during gait over ground*. WO 2013/086035 A1.

Pratt J., Krupp B., Collins S., Morse J. *The Robonee: an exoskeleton for enhancing strength and endurance during walking*. International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, Louisiana, 2004.

Quintero H. A., Farris R. J., Goldfarb M. *Control and Implementation of a powered lower limb orthosis to aid walking in paraplegic individuals*. International Conference on Rehabilitation Robotics, Zurich, Switzerland, 2011.

Riener R., Rabuffetti M., Frigo C. *Stair ascent and descent at different inclinations*. Gait and Posture 2002; 15: 32-44.

Sanford T., inventor; The regents of the university of California, applicant. *Semi powered lower extremity exskeleton*. IL 186181 B. 2011 April 28.

Schofield J., inventor. The Governor of the University of Alberta, applicant. *Knee ankle foot orthosis*. US 2013/0245524 A1. 2013 September 19.

Seyr M., Kampas P., Zarling S., inventors. Otto Bock Healthcare Products GMBH, applicant. *Device and method for controlling an artificial orthotic or prosthetic joint*. US 2012/0215323 A1. 2012 August 23.

Shimada K., Yasuhara W., inventors. Honda Motor Co., applicant. *Walking assistance device*. US 2010/0036302 A1. 2010 February 11.

Takashi K., Toshihiko I., Keisuke U., inventors. Panasonic Corporation, applicant. *Muscle force assisting device*. US 2010/0280424 A1. 2010 November 4.

Unluhisarcikll O., Mavroidis C., Bonato P., Pietrusisnki M., Weinberg B., inventors. Northesastern University, applicant. *Lower extremity exoskeleton for gait retraining*. WO 2013/049658 A1. 2013 April 4.

Wayd K., Grafinger J., Frass A., inventors. Waid K., applicant. *Hinge for knee joint orthoses, knee joint prostheses and/or braces*. US 2013/0018293 A1. 2013 January 17.

Weinberg B., Nikitzzuk J., Mavroidis C., inventors and applicants. *Electro-rheological fluid brake and actuator devices and orthotic devices using the same*. US 2008/0097269 A1. 2008 April 24.

Yasuhara K., Yosuke E., inventors. Honda Motor Co., applicant. *Walking motion assist device*. US 2014/0121575 A1. 2014 May 1.

## **Siti Internet consultati**

Casa di cura Habilita spa. Lokomat-Habilita. From: [www.habilita.it](http://www.habilita.it)

Cyberdine Inc. The world's first cyborg-type robot HAL. From: [www.cyberdine.jp](http://www.cyberdine.jp)

Emmer G. Esoscheletro. From: [www.esoscheletro.it](http://www.esoscheletro.it)

Exso Bionics. Exso bionics-An exoskeleton bionic suit or a wereable robots that helps people walk. From: [intl.exobionics.com](http://intl.exobionics.com)

Hocoma. Lokomat-Hocoma. From: [www.hocoma.com](http://www.hocoma.com)

ReWalk Robotics. ReWalk Personal-ReWalk-More than walking. From: [rewalk.com](http://rewalk.com)

Walkbot rehabilitation systems. Walkbot-Robot assisted gait training system. From: [www.walkbot.co.kr](http://www.walkbot.co.kr)