

# **POLITECNICO DI TORINO**

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA



Tesi di Laurea Magistrale

## **Progettazione di componenti di attuazione per un esoscheletro attivo industriale di supporto per la zona lombare**

### ***Relatori:***

Prof. Ing. Stefano Paolo PASTORELLI

Prof.ssa Ing. Laura GASTALDI

Prof. Ing. Massimo SORLI

### ***Referente aziendale:***

Ing. Massimo DI PARDO

### ***Candidato:***

Marco DI COSTE

*Anno accademico 2018/2019*



# Sommario

L'obiettivo della tesi è la progettazione dei componenti di attuazione di un esoscheletro attivo di supporto per la zona lombare da utilizzare in ambiente industriale.

Nel primo capitolo viene descritto cosa è un esoscheletro, alcuni cenni storici e i migliori sistemi attivi e passivi studiati e prodotti finora.

Nel secondo capitolo viene effettuata la caratterizzazione di un esoscheletro passivo commerciale da cui si vuol partire per sfruttarne i pregi e migliorarne i difetti attraverso l'introduzione dei motori.

Nel terzo capitolo viene analizzata la soluzione di un esoscheletro con attuatori lineari e l'introduzione di un elemento elastico per ridurre l'impedenza meccanica del sistema e le motivazioni sulla non fattibilità di questa soluzione.

Nel quarto capitolo viene analizzata la soluzione con attuatori rotativi con dimensionamento dei componenti necessari, disegno 3D dell'esoscheletro e considerazioni sul peso e sugli ingombri.

In ultimo vengono riportati gli sviluppi futuri della progettazione.

L'attività di progettazione si inserisce nell'ambito del progetto regionale HumanS, finalizzato all'integrazione dei sistemi di automazione industriale con le capacità umane, coordinato dal Centro Ricerche Fiat di Orbassano per il task wearable robotics.

# Ringraziamenti

Desidero ringraziare il gruppo di ergonomia del Centro Ricerche Fiat per la possibilità di intraprendere questo lavoro di tesi, in particolare ringrazio l'Ing. Massimo Di Pardo, l'Ing. Francesca Gallo e la Dott.ssa Rossella Monferino per la disponibilità ed il supporto fornitomi.

Ringrazio i Professori Stefano Paolo Pastorelli, Laura Gastaldi e Massimo Sorli per il costante aiuto durante la stesura di questa tesi.

Ringrazio i miei genitori per aver sempre creduto in me e avermi appoggiato in ogni scelta.

Ringrazio Rossana, mia consigliera e confidente.

Ringrazio Clara, sempre presente, fianco a fianco in ogni situazione.

Ringrazio la zia Angela e la mia seconda famiglia per avermi sempre fatto sentire come a casa.

# Indice

<b>Elenco delle figure</b>	6
<b>Elenco delle tabelle</b>	9
<b>Introduzione</b>	10
<b>1 Cos'è un esoscheletro</b>	11
1.1 Storia dell'esoscheletro . . . . .	11
1.2 Classificazione degli esoscheletri . . . . .	13
1.2.1 Classificazione rispetto al sistema di attuazione . . . . .	14
1.2.2 Classificazione rispetto ai distretti corporei supportati . . . . .	15
1.3 Parametri da rispettare per la corretta progettazione di un esoscheletro	15
1.4 Migliori esoscheletri attualmente esistenti . . . . .	15
1.4.1 Esoscheletri attivi per scopi militari . . . . .	16
1.4.2 Esoscheletri riabilitativi . . . . .	18
1.4.3 Esoscheletri attivi di supporto per i lavoratori . . . . .	20
1.4.4 Esoscheletri passivi . . . . .	22
<b>2 Presentazione progetto HuManS e caratterizzazione Laevo</b>	30
2.1 Progetto HuManS . . . . .	30
2.1.1 Obiettivo generale . . . . .	30
2.1.2 Motivazioni del programma . . . . .	31
2.1.3 Risultati industriali finali . . . . .	31
2.1.4 Ruolo del CRF nel progetto . . . . .	32
2.2 Caratterizzazione Laevo 2.5 . . . . .	32
2.2.1 Protocollo di test caratterizzazione Laevo 2.5 . . . . .	33
2.2.2 Risultati ottenuti . . . . .	37
2.3 Considerazioni . . . . .	50
<b>3 Attuazione con attuatore lineare</b>	51
3.1 Schemi funzionali . . . . .	51
3.2 Inserimento di un elemento elastico in serie con l'attuatore . . . . .	52
3.2.1 Inserimento di un SEA nella prima configurazione . . . . .	54

3.2.2	Pianificazione di una traiettoria . . . . .	56
3.2.3	Calcolo di $x_{\text{exo}}$ . . . . .	59
3.2.4	Calcolo braccio $b(\theta)$ . . . . .	60
3.3	Schema a blocchi del sistema . . . . .	61
3.3.1	Circuito RL del motore . . . . .	61
3.3.2	Dinamica del motore . . . . .	62
3.3.3	Diagramma a blocchi complessivo . . . . .	62
3.4	Trasmissibilità del sistema . . . . .	65
3.5	Motivazioni sulla non fattibilità della soluzione con attuatore lineare . . . . .	65
<b>4</b>	<b>Attuazione con attuatore rotativo</b> . . . . .	<b>67</b>
4.1	Schemi funzionali . . . . .	67
4.1.1	Prima configurazione . . . . .	67
4.1.2	Seconda configurazione . . . . .	67
4.2	Obiettivi da raggiungere nella progettazione . . . . .	70
4.3	Scelta motore . . . . .	70
4.4	Dimensionamento sistema di trasmissione di potenza . . . . .	71
4.4.1	Procedura di dimensionamento . . . . .	73
4.5	Dimensionamento alberi . . . . .	81
4.5.1	Albero veloce . . . . .	81
4.5.2	Albero lento . . . . .	85
4.6	Dimensionamento elemento elastico . . . . .	90
4.7	Diagrammi di corpo libero del sistema . . . . .	94
4.8	Stima coefficiente di smorzamento motore . . . . .	94
4.9	Trasmissibilità del sistema . . . . .	95
4.10	Impedenza meccanica del sistema . . . . .	96
4.11	Schema a blocchi del sistema . . . . .	98
4.11.1	Circuito RL del motore . . . . .	98
4.11.2	Dinamica del motore . . . . .	99
4.11.3	Diagramma a blocchi complessivo . . . . .	100
4.12	Disegno 3D esoscheletro . . . . .	103
4.13	Peso totale e ingombri . . . . .	107
	<b>Sviluppi futuri</b> . . . . .	<b>108</b>
	<b>Conclusioni</b> . . . . .	<b>109</b>
	<b>Bibliografia</b> . . . . .	<b>110</b>

# Elenco delle figure

1.1	Esoscheletro di Yagn . . . . .	12
1.2	Esoscheletro Hardiman . . . . .	12
1.3	SpringWalker Body Amplifier . . . . .	13
1.4	Classificazione esoscheletri . . . . .	14
1.5	Esoscheletro HULC . . . . .	16
1.6	Esoscheletro BLEEX . . . . .	17
1.7	Esoscheletri ReWalk . . . . .	18
1.8	Componenti ReWalk Personal 6.0 . . . . .	19
1.9	Esoscheletro Ekso GT . . . . .	20
1.10	Esoscheletro AWN-03 . . . . .	21
1.11	Esoscheletro CRAY X . . . . .	22
1.12	Esoscheletro MAX . . . . .	23
1.13	Modulo shoulderX . . . . .	24
1.14	Esoscheletro CHAIRLESS CHAIR . . . . .	25
1.15	Esoscheletro LAEVO . . . . .	26
1.16	Livelli di discomfort VADS . . . . .	27
1.17	Analisi discomfort VADS Laevo . . . . .	28
1.18	Valutazione Laevo . . . . .	29
2.1	Componenti presenti nello smart joint . . . . .	33
2.2	Specifiche tecniche molla a gas RS170-012B . . . . .	34
2.3	Banco prova Laevo 2.5 . . . . .	35
2.4	Misura carico trasversale restituito dall'esoscheletro . . . . .	36
2.5	Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 0° . . . . .	37
2.6	Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 0° e coppia resistente restituita da ogni molla . . . . .	38
2.7	Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 0° . . . . .	39
2.8	Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 10° . . . . .	40
2.9	Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 10° e coppia resistente restituita da ogni molla . . . . .	41

2.10	Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 10° . . . . .	42
2.11	Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 20° . . . . .	43
2.12	Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 20° e coppia resistente restituita da ogni molla . . . . .	44
2.13	Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 20° . . . . .	45
2.14	Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 35° . . . . .	46
2.15	Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 35° e coppia resistente restituita da ogni molla . . . . .	47
2.16	Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 35° . . . . .	48
2.17	Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare della velocità di applicazione del carico . . . . .	49
3.1	Valori del braccio da garantire in funzione della forza dell'attuatore e dell'angolo di flessione . . . . .	51
3.2	Prima configurazione con attuatore lineare . . . . .	52
3.3	Seconda configurazione con attuatore lineare . . . . .	53
3.4	Series Elastic Actuator . . . . .	53
3.5	Classico sistema con SEA . . . . .	54
3.6	Inserimento di un SEA nella prima configurazione . . . . .	55
3.7	Diagrammi di corpo libero motore, trasmissione vite-madrevite e molla	56
3.8	Traiettorie pianificate . . . . .	58
3.9	Configurazione di partenza e dopo una flessione $\theta$ . . . . .	59
3.10	Generica configurazione per il calcolo del braccio $b$ . . . . .	60
3.11	Circuito RL di un motore DC . . . . .	61
3.12	Schema a blocchi circuito RL . . . . .	62
3.13	Schema a blocchi dinamica motore . . . . .	62
3.14	Curva di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione . . . . .	63
3.15	Diagramma a blocchi complessivo del sistema . . . . .	64
3.16	Forza richiesta all'attuatore nella prima configurazione . . . . .	66
3.17	Forza richiesta all'attuatore nella seconda configurazione . . . . .	66
4.1	Prima configurazione con attuatore rotativo e valori di coppia motrice necessari . . . . .	68
4.2	Seconda configurazione con attuatore rotativo e valori di coppia motrice necessari con rapporto di trasmissione pari a 3 . . . . .	69
4.3	Motoriduttore Robodrive . . . . .	70
4.4	Specifiche motoriduttore Robodrive RD50x08-HD . . . . .	71
4.5	Profilo RPP . . . . .	72
4.6	Struttura cinghia dentata RPP . . . . .	72

4.7	Tabella coefficiente $C_m$ . . . . .	75
4.8	Tabella coefficiente $C_f$ . . . . .	75
4.9	Grafico per la scelta del passo della cinghia dentata . . . . .	76
4.10	Dimensioni cinghia dentata con passo 5 . . . . .	77
4.11	Tabella coefficiente $C_L$ . . . . .	79
4.12	Tabelle coefficienti $C_d$ e $L_f$ . . . . .	79
4.13	Trasmissione di potenza con cinghia dentata . . . . .	80
4.14	Sistema di riferimento albero veloce . . . . .	81
4.15	Reazioni vincolari nel piano x-y dell'albero veloce . . . . .	82
4.16	Diagramma del momento flettente nel piano x-y dell'albero veloce . . . . .	83
4.17	Reazioni vincolari nel piano x-z dell'albero veloce . . . . .	83
4.18	Diagramma del momento flettente nel piano x-z dell'albero veloce . . . . .	84
4.19	Sistema di riferimento albero lento . . . . .	86
4.20	Reazioni vincolari nel piano x-y dell'albero lento . . . . .	87
4.21	Diagramma del momento flettente nel piano x-y dell'albero lento . . . . .	87
4.22	Reazioni vincolari nel piano x-z dell'albero lento . . . . .	88
4.23	Diagramma del momento flettente nel piano x-z dell'albero lento . . . . .	89
4.24	Molla torsionale a spirale . . . . .	90
4.25	Molla torsionale a spirale dimensionata . . . . .	93
4.26	Montaggio molla torsionale a spirale . . . . .	93
4.27	Diagrammi di corpo libero . . . . .	94
4.28	Trasmissibilità . . . . .	96
4.29	Impedenza meccanica . . . . .	97
4.30	Confronto dell'impedenza meccanica tra un sistema rigido e uno con la molla . . . . .	98
4.31	Circuito RL di un motore DC . . . . .	99
4.32	Schema a blocchi circuito RL . . . . .	99
4.33	Schema a blocchi dinamica motore . . . . .	100
4.34	Curva di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione . . . . .	101
4.35	Diagramma a blocchi complessivo del sistema . . . . .	102
4.36	Disegno 3D esoscheletro . . . . .	103
4.37	Viste disegno 3D esoscheletro . . . . .	104
4.38	Vista esplosa elementi presenti sull'albero della cerniera . . . . .	105
4.39	Confronto frontale tra nuovo esoscheletro e Laevo 2.5 . . . . .	106
4.40	Confronto laterale tra nuovo esoscheletro e Laevo 2.5 . . . . .	106

# Elenco delle tabelle

4.1	Riepilogo componenti trasmissione di potenza . . . . .	80
4.2	Caratteristiche Acciaio 39NiCrMo3 . . . . .	85
4.3	Riepilogo diametri alberi . . . . .	89
4.4	Caratteristiche Acciaio 60Si2MnA . . . . .	91

# Introduzione

Il dolore lombare colpisce il 60-80% percento delle persone ed è causa sia di dolore fisico, ma anche di assenteismo a lavoro e costi socioeconomici. Come riportato dalla European Union Labor Force Survey nel 2007[1], le malattie muscoloscheletriche ed in particolare i problemi sui dischi intervertebrali, sono la causa principale dei disagi occupazionali in tutti i settori lavorativi. La diffusione di queste malattie ha portato i ricercatori ad occuparsi dello sviluppo di dispositivi che aiutino il sistema muscoloscheletrico durante le attività lavorative; questi dispositivi prendono il nome di esoscheletri.

Inizialmente lo sviluppo degli esoscheletri era teso ad aumentare le capacità fisiche dei militari e successivamente per favorire la riabilitazione dei pazienti a seguito di ictus. Negli ultimi anni lo sviluppo si è concentrato sull'ambiente lavorativo attraverso esoscheletri sia di tipo passivo che attivo. L'introduzione di esoscheletri passivi in linea di montaggio si è avuta con alcuni dispositivi come Chairless Chair e Laevo, che hanno ottenuto feedback abbastanza positivi tra i lavoratori. L'introduzione di esoscheletri attivi in linea di montaggio è molto più complessa rispetto ai passivi, a causa della ancora carente normativa in questo ambito e dei pesi e ingombri maggiori che un dispositivo attivo apporta sul lavoratore.

Questo lavoro di tesi si inserisce all'interno del progetto HuManS finanziato dalla regione Piemonte ed ha come obiettivo la progettazione dei componenti di attuazione di un esoscheletro attivo che assista il lavoratore durante i task a postura flessa. L'esoscheletro deve rispettare determinati vincoli progettuali d'utilizzo e di peso e il suo sviluppo è necessario per svolgere dei test di valutazione sull'utilizzabilità in linea di montaggio. Come base di partenza per la progettazione è stato caratterizzato un esoscheletro passivo commerciale per capirne i pregi e i difetti da migliorare con l'introduzione dei motori. Sono state analizzate due strade diverse di attuazione dell'esoscheletro, una con attuatori lineari e l'altra con attuatori rotativi con rispettive motivazioni sulla fattibilità o meno della soluzione.

# Capitolo 1

## Cos'è un esoscheletro

La parola esoscheletro deriva dalla composizione di due termini di origine greca, “exo” che significa fuori e “skeletos” che vuol dire duro; con questo termine, in ambito zoologico, viene definita una struttura esterna, più o meno rigida, che protegge il corpo e, in alcuni casi, dà sostegno agli organi interni<sup>1</sup>. In natura, molte specie animali presentano sia un esoscheletro che uno scheletro interno (endoscheletro), oppure solamente un endoscheletro, come nel caso dell'uomo. L'utilizzo del termine esoscheletro in ambito tecnologico ha avuto inizio con la comparsa di apparecchi meccanici indossabili pensati per aumentare la potenza muscolare dell'uomo costituendo una sorta di “muscolatura artificiale”.

### 1.1 Storia dell'esoscheletro

La prima menzione di esoscheletro si è avuta con un brevetto di Nicholas Yagn del 1890, la cui invenzione era mirata ad aumentare le capacità di corsa dell'esercito Russo[2]. Il sistema prevedeva l'utilizzo di molle in parallelo con le gambe, attraverso le quali scaricare il peso del corpo sul terreno e ridurre la forza agente sugli arti inferiori (Figura 1.1), ma non si hanno notizie sull'effettiva realizzazione ed utilità della struttura.

Nel 1959 lo scrittore Robert A. Heinlein scrisse il romanzo di fantascienza “Starship Troopers” (Fanteria dello spazio) da cui hanno tratto ispirazione molteplici designer di esoscheletri, prendendo spunto dalla “tuta potenziata” descritta nel libro, capace di amplificare i movimenti di chi la indossa[3].

Nel 1966 la GE Research (USA) produce l'esoscheletro chiamato Hardiman (Figura 1.2), costituito da braccia e gambe potenziate capaci di produrre una forza totale di una tonnellata, ma la ridotta mobilità del corpo, dei problemi di stabilità

---

<sup>1</sup><https://it.wikipedia.org/wiki/Esoscheletro>

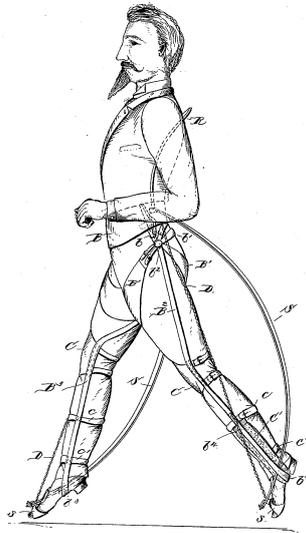


Figura 1.1. Esoscheletro di Yagn

e la richiesta di 45 kW di potenza non hanno permesso lo sviluppo del progetto e fu prodotto un solo modello sperimentale[3].



Figura 1.2. Esoscheletro Hardiman

Nel 1991 la Applied Motion Inc. (USA) brevettò lo SpringWalker Body Amplifier<sup>2</sup>, un sistema di locomozione meccanico bipede che attraverso un particolare telaio permette all'uomo di compiere dei salti durante la camminata[3] (Figura 1.3).

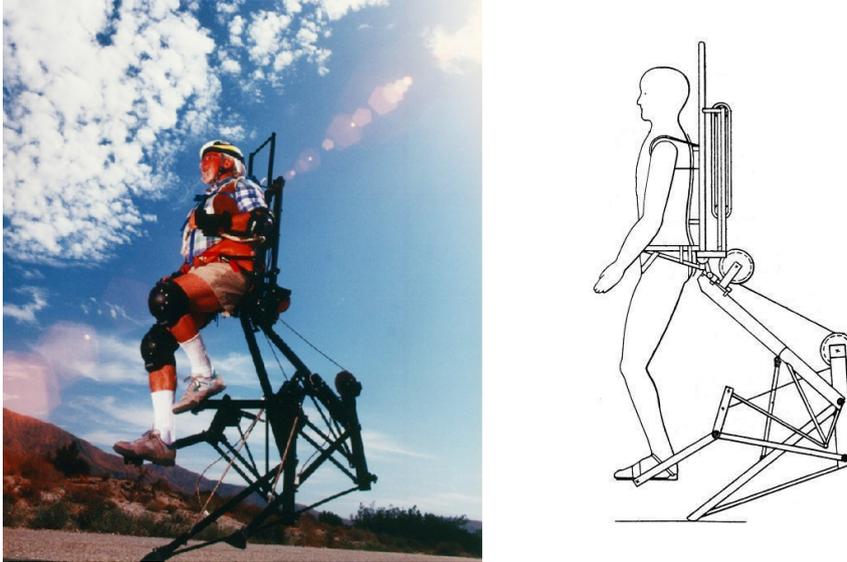


Figura 1.3. SpringWalker Body Amplifier

Alla fine del 20esimo secolo gli USA avviarono il progetto EHPA (Exoskeleton for human performance augmentation) per lo studio di esoscheletri in ambito militare.

Con l'inizio del 21esimo secolo sono stati presi in considerazione anche altri ambiti oltre a quello militare, in particolare quello riabilitativo e industriale, con progetti di esoscheletri in varie parti del mondo come USA, Giappone, Korea, Gran Bretagna, Germania e Italia.

## 1.2 Classificazione degli esoscheletri

Una classificazione dettagliata degli esoscheletri considerando tipo di attuazione, tipo di attività e parte del corpo supportata è stata stilata da O'Sullivan[4], ma può essere semplificata sulla base di due parametri: modalità di attuazione e distretto corporeo su cui vanno ad agire (Figura 1.4).

---

<sup>2</sup><http://www.springwalker.com/>

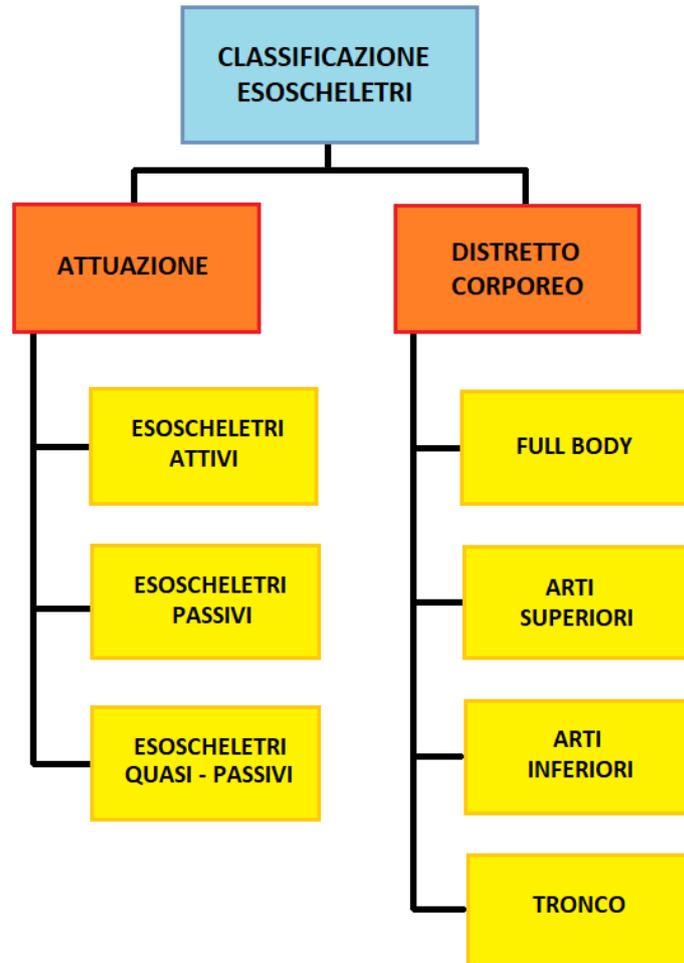


Figura 1.4. Classificazione esoscheletri

### 1.2.1 Classificazione rispetto al sistema di attuazione

Viene definito attivo un esoscheletro che utilizza uno o più attuatori per supportare o incrementare le capacità dell'individuo che lo indossa. Attraverso dei sensori opportunamente posizionati sulla struttura, si raccolgono dati sull'intenzione di movimento del soggetto, questi vengono elaborati da un regolatore e vengono mandati agli attuatori che compiono l'opportuno movimento dell'esoscheletro e della persona. I tipi di attuatori solitamente più utilizzati sono i motori elettrici, caratterizzati da alta efficienza e possibilità di regolazione attraverso riduttori di velocità a seconda della coppia necessaria sul giunto. Vengono utilizzati anche gli attuatori idraulici ma, a causa delle possibili perdite di fluido e la complessa gestione dei tubi, hanno un piccolo campo di applicazione. Negli ultimi anni si stanno utilizzando anche dei

muscoli pneumatici. L'utilizzo di un esoscheletro attivo comporta anche la scelta di come alimentare il dispositivo o attraverso delle batterie al litio o collegandolo direttamente ad una fonte di energia esterna.

Un esoscheletro viene invece definito passivo quando non utilizza degli attuatori ma solitamente delle molle o degli smorzatori in grado di accumulare energia durante il movimento umano per poi utilizzarla per raggiungere o mantenere una determinata postura come, ad esempio, la flessione del tronco.

Un esoscheletro quasi-passivo, invece, utilizza soluzioni come valvole proporzionali o frizioni attuate che hanno caratteristiche passive, ma necessitano di energia per il loro controllo[5].

### **1.2.2 Classificazione rispetto ai distretti corporei supportati**

I distretti corporei supportati dall'esoscheletro si dividono in quattro macro-aree: corpo completo, arti superiori, arti inferiori e tronco. In alcuni modelli di esoscheletro vi è la possibilità di supportare più parti del corpo contemporaneamente a seconda dell'utilizzo previsto.

## **1.3 Parametri da rispettare per la corretta progettazione di un esoscheletro**

Indipendentemente dal tipo di esoscheletro da progettare, è preferibile seguire alcune linee guida per garantire la sua corretta funzionalità [6]:

- L'esoscheletro non deve creare ingombri talmente importanti da costringere l'utente a modificare le abitudini di movimento;
- Corrispondenza tra i punti di equilibrio del soggetto e quelli dell'esoscheletro: una distribuzione di massa differente porterebbe l'utente a modificare la sua postura naturale per prevenire eventuali cadute;
- Minimizzazione delle forze di resistenza che l'esoscheletro fornisce: la compensazione di eventuali valori elevati di queste forze comporterebbe una variazione delle abitudini di moto dell'utente.

## **1.4 Migliori esoscheletri attualmente esistenti**

In questo paragrafo si andranno ad elencare e descrivere i migliori modelli di esoscheletri progettati fino ad oggi, sia attivi che passivi.

### 1.4.1 Esoscheletri attivi per scopi militari

*HULC* : *Human Universal Load Carrier* – Nel 2008 venne sviluppato da Lockheed Martin e Ekso Bionic l'HULC <sup>3</sup>, un esoscheletro per i soldati americani (Figura 1.5). Esso, grazie ad una alimentazione idraulica, permette ai soldati di



Figura 1.5. Esoscheletro HULC

trasportare pesanti carichi con uno sforzo minimo sul corpo. In particolare, consente di trasportare carichi fino a 90 kg e il peso viene trasferito a terra attraverso le scarpe dell'esoscheletro. Il sistema ha un design antropomorfo e un corpo in titanio con un peso complessivo di 24 kg, non vi sono cavi, consente in maniera abbastanza

---

<sup>3</sup><https://www.army-technology.com/projects/human-universal-load-carrier-hulc/>

flessibile i movimenti dell'utente ed è possibile rimuovere il sistema in 30 secondi. È controllato da un microcomputer installato all'interno del sistema che rileva gli input dall'utente e gli elabora di conseguenza. L'HULC è stato sottoposto a test di laboratorio nell'ottobre 2010, in particolare prove biomeccaniche, dinamiche e test ambientali che hanno evidenziato la diminuzione del costo metabolico dell'utente, vantaggioso per missioni di lunga durata.

*BLEEX : Berkeley Lower Extremity Exoskeleton* – Il primo esoscheletro energeticamente autonomo capace di sostenere un carico è stato il BLEEX (Figura 1.6), sviluppato dal Professor Kazarooni dell'Università della California nel 2004 e finanziato dalla DARPA (Defense Advanced Research Project Agency)[7]. L'esoscheletro

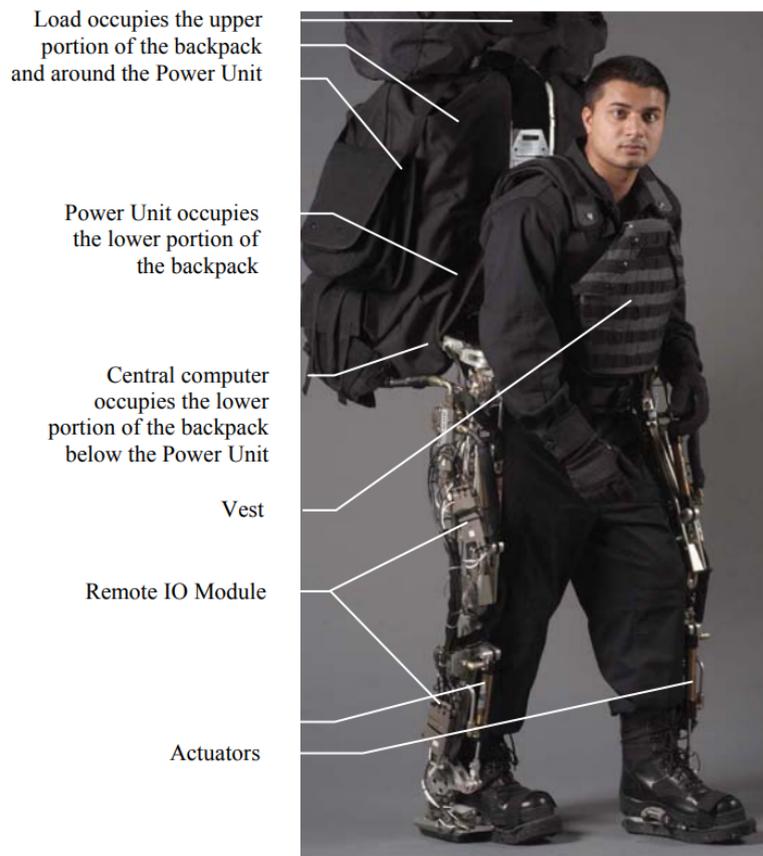


Figura 1.6. Esoscheletro BLEEX

scheletro è concepito per gli arti inferiori e permette ai soldati di camminare con una velocità media di 3 km/h trasportando circa 30 kg di peso sulle spalle. La struttura è costituita da due gambe antropomorfe, una unità di potenza e un telaio

a zaino su cui inserire il carico, con un peso complessivo di circa 27 kg. Grazie a dei sensori di forza posizionati sulle interfacce tra uomo e esoscheletro, il sistema rileva l'intenzione di movimento dell'utente e, attraverso degli attuatori idraulici, fornisce la potenza necessaria.

### 1.4.2 Esoscheletri riabilitativi

*ReWalk* – È un esoscheletro robotico indossabile motorizzato<sup>4</sup> che fornisce supporto all'anca e alle ginocchia, permettendo alle persone con lesioni del midollo spinale di stare in piedi, camminare, salire e scendere le scale. ReWalk offre due sistemi: ReWalk Rehabilitation da utilizzare presso cliniche di riabilitazione convenzionate e ReWalk Personal 6.0 da utilizzare in maniera autonoma a casa (Figura 1.7). L'apparecchiatura ReWalk è l'unica al mondo approvata dalla FDA ("Food



Figura 1.7. Esoscheletri ReWalk

and Drug Administration") per un utilizzo privato in quanto rispetta tutti i parametri di funzione, sicurezza e allineamento articolare offrendo un'andatura naturale, funzionale e la massima velocità di camminata (fino a 0,71 m/s) rispetto a qualsiasi altra tecnologia<sup>5</sup>. L'utilizzo del Rewalk non sostituisce la carrozzina, ma offre molti benefici all'utilizzatore; è stato dimostrato che l'acquisizione della posizione ortostatica e la deambulazione con il ReWalk portano diversi benefici agli utilizzatori

---

<sup>4</sup><https://rewalk.com/>

<sup>5</sup><https://progettiamoautonomia.it/esoscheletro-rewalk/>

quali la riduzione del grasso corporeo, il miglioramento della forza muscolare del tronco, della funzionalità cardiocircolatoria e respiratoria. Per utilizzare il sistema Rewalk è necessario sottoporsi ad uno screening medico per assicurarsi di essere idonei all'utilizzo. L'esoscheletro può essere usato solo da persone mielose con forza sufficiente agli arti superiori, per utilizzare le necessarie stampelle, e con un buon controllo del tronco. È inoltre indispensabile avere una buona densità ossea, non avere fratture ossee, bisogna saper utilizzare ausili per la statica e godere, in generale, di buona salute. Sono necessarie caratteristiche morfologiche definite come l'altezza compresa tra i 160 cm e i 190 cm e un peso non superiore ai 100 kg.

Il ReWalk Personal 6.0 è composto da diversi elementi: un orologio comunicatore, con il quale viene attivato l'esoscheletro; il computer, il software e le batterie sono integrate in unico case. In corrispondenza del bacino è presente un sistema in grado di captare l'inclinazione del tronco permettendo, quindi, l'attivazione del passo. I motori sono presenti alla quattro articolazioni di ginocchia e anca. Sono inoltre presenti i plantari personalizzati, da inserire all'interno delle calzature.

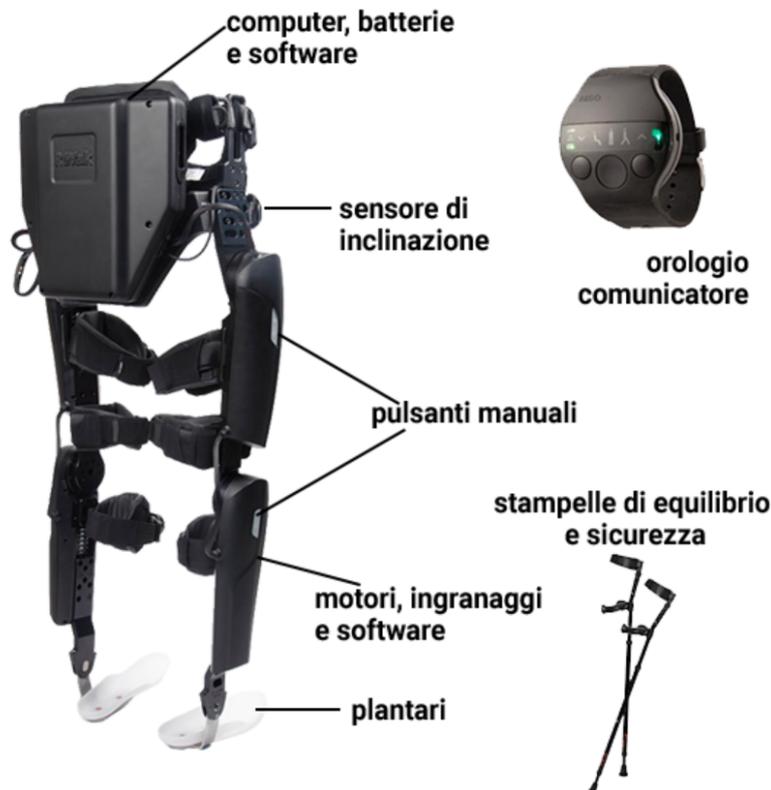


Figura 1.8. Componenti ReWalk Personal 6.0

*Ekso GT* – È un esoscheletro attivo di riabilitazione medica che fornisce supporto all'anca e alle ginocchia sviluppato da Ekso Bionics<sup>6</sup>. Questo è il primo esoscheletro ad essere stato approvato dalla FDA per coloro che si stanno riprendendo da un ictus ed è anche approvato per l'uso con individui con lesioni del midollo spinale (Figura 1.9). Ekso GT consente una corretta postura del corpo e può erogare



Figura 1.9. Esoscheletro Ekso GT

un supporto dallo 0 al 100% a seconda delle necessità. A differenza del ReWalk è possibile utilizzare l'esoscheletro solo nei centri di riabilitazione convenzionati sotto il controllo dei medici e dei fisioterapisti.

### 1.4.3 Esoscheletri attivi di supporto per i lavoratori

*AWN – 03* Rilasciato nel 2015 dalla ActiveLink, uno spin-off della Panasonic, l'*AWN-03*<sup>7</sup> è un esoscheletro attivo concepito per supportare la schiena dei lavoratori durante il sollevamento di carichi pesanti [8] (Figura 1.10). Attraverso dei

---

<sup>6</sup><https://eksobionics.com/ekshealth/?lang=it>

<sup>7</sup><http://atoun.co.jp/products/atoun-model-a>

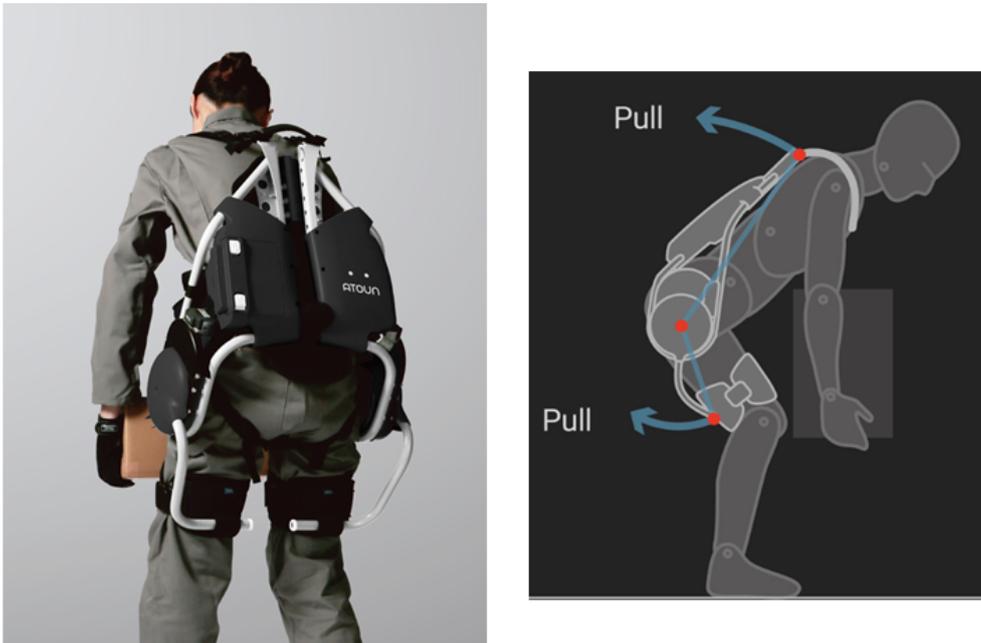


Figura 1.10. Esoscheletro AWN-03

sensori rileva il movimento degli operai e invia dei segnali ai motori elettrici affinché forniscano la giusta coppia a livello delle anche. Con un peso di circa 7 kg e un tempo di funzionamento di circa 8 ore, permette di ridurre lo stress lombare dei lavoratori di 15 kg. Nel 2016 è stata rilasciata la seconda versione dell'esoscheletro, l'AWN-03B, che rispetto alla versione precedente implementa una maggiore resistenza alla polvere e all'acqua (IP55), una realizzazione più accurata dei movimenti, una modifica della forma più adatta per spazi stretti e una vestibilità migliorata. Tra i difetti che ancora si riscontrano in questo prodotto vi è la risposta dinamica non adeguata alle velocità di lavoro. L'esoscheletro ha un costo di circa 7000 €, ma per il momento è destinato solo al mercato asiatico.

*CRAY X* – Nel 2018 l'azienda tedesca German Bionic lancia il *CRAY X*<sup>8</sup>, un esoscheletro attivo di supporto alla schiena per i lavoratori e per le industrie (Figura 1.11). Le principali applicazioni sono la movimentazione manuale di merci, strumenti e la riduzione della pressione di compressione dei dischi intervertebrali nella zona lombare dovuta al sollevamento di carichi pesanti. L'obiettivo dell'esoscheletro non è aumentare la produttività, ma ridurre gli incidenti ed infortuni sul luogo di lavoro e permettere anche a persone con ridotte capacità di sollevamento

---

<sup>8</sup><https://www.germanbionic.com/en/crayx/>



Figura 1.11. Esoscheletro CRAY X

di poter compiere il lavoro. Il dispositivo utilizza degli harmonic drive per ridurre l'elevata velocità di rotazione dei motori brushless fino ad una bassa velocità di rotazione con una coppia elevata. Il CRAY X ha un peso di 7,9 kg, una durata della batteria di 8 ore e permette di sollevare carichi fino a 15 kg.

#### 1.4.4 Esoscheletri passivi

*MAX : Modular Agile eXoskeleton* – L'esoscheletro passivo MAX<sup>9</sup> prodotto dall'azienda americana Suit X combina tre diversi moduli per gambe (legX), schiena (backX) e spalle (sholderX) in un esoscheletro full body (Figura 1.12). I tre moduli possono funzionare indipendentemente l'uno dall'altro per garantire una elevata flessibilità all'operatore.

Il modulo legX<sup>10</sup> consente a chi lo indossa di accovacciarsi ripetutamente o per periodi prolungati riducendo gli sforzi del ginocchio e del muscolo quadricipite. Il sistema è in grado di distinguere se l'utente sta camminando, salendo le scale o è piegato, facendo muovere liberamente il lavoratore e fornendo supporto solo quando lo si desidera. Il legX ha anche una modalità di blocco per poterlo utilizzare come una sedia. Il legX ha un peso totale di circa 6 kg, ma il peso del dispositivo non viene sostenuto dall'utente ma scaricato a terra.

Il modulo backX<sup>11</sup> consente di ridurre mediamente del 60% le forze di compressione sulle vertebre lombo-sacrali L5/S1 senza ostacolare i movimenti dell'operatore. Il back X è impermeabile, resistente alla polvere e può essere indossato e tolto in

---

<sup>9</sup><https://www.suitx.com/max-modular-agile-exoskeleton>

<sup>10</sup><https://www.suitx.com/legx>

<sup>11</sup><https://www.suitx.com/backx>



Figura 1.12. Esoscheletro MAX

meno di 30 secondi. È adattabile a diverse altezze e circonferenze di vita e la forza di supporto erogata può essere modificata dall'utente in maniera autonoma.

Il modulo shoulderX<sup>12</sup> permette di eseguire operazioni a braccia sollevate per durate più lunghe e con meno sforzo riducendo le forze indotte dalla gravità sulle spalle (Figura 1.13). Attraverso gli spillacci trasferisce le forze dalle braccia ai fianchi se si indossa solo il modulo per le spalle, altrimenti vengono scaricate a terra se abbinato al modulo legX. A differenza di altri dispositivi che sporgono in modo significativo sulla schiena, shoulderX ha un profilo sottile che ne consente l'utilizzo in spazi ristretti.

---

<sup>12</sup><https://www.suitx.com/shoulderx>



Figura 1.13. Modulo shoulderX

*CHAIRLESS CHAIR* – Sviluppato dall'azienda svizzera Noonee AG, Chairless chair<sup>13</sup> è un esoscheletro che si trasforma in una sedia per permettere ai lavoratori di sedersi in qualsiasi momento (Figura 1.14). Il sistema riduce lo stress fisico dei lavoratori, consente una postura più consona e aiuta i dipendenti a essere più efficienti. L'exoscheletro è flessibile e facile da usare, sono necessari meno di 60 secondi per indossare il dispositivo e ancora meno per rimuoverlo; ha un peso complessivo di 3,5 kg ed è in grado di sopportare una persona fino a 200 kg di peso e con un vario range di altezze. Il dispositivo è attualmente in uso presso le linee di produzione di diverse case automobilistiche quali Volkswagen, Audi e Toyota.

*LAEVO* – Prodotto dall'azienda olandese Laevo<sup>14</sup>, è un esoscheletro passivo utilizzato per il supporto della zona lombare e risulta efficace per i lavori che

---

<sup>13</sup><https://www.noonee.com/en/produktvorstellung/>

<sup>14</sup><http://www.laevo.nl/>



Figura 1.14. Esoscheletro CHAIRLESS CHAIR

comportano sollevamento di carichi e flessione-estensioni del tronco.

Caratteristiche:

- Riduce fino al 40% il carico sulla schiena.
- Permette di mantenere una posizione di flessione del busto in avanti 3 volte più a lungo.
- Facile da indossare.
- Leggero (2.8 kg).
- Componente passivo presente: molla a gas.

Il funzionamento è molto semplice: durante la flessione del tronco le torso structures (Figura 1.15) fanno ruotare una camma opportunamente sagomata che comprime la molla a gas, posizionata nello smart joint, restituendo un certo valore di forza.

L'ultima versione prodotta dall'azienda è la 2.5 che, rispetto alla precedente versione, introduce tre principali novità:

- Possibilità di regolazione del Laevo per adattarlo alle proprie dimensioni: vengono fornite 4 diverse torso structures a seconda dell'altezza dell'utilizzatore.

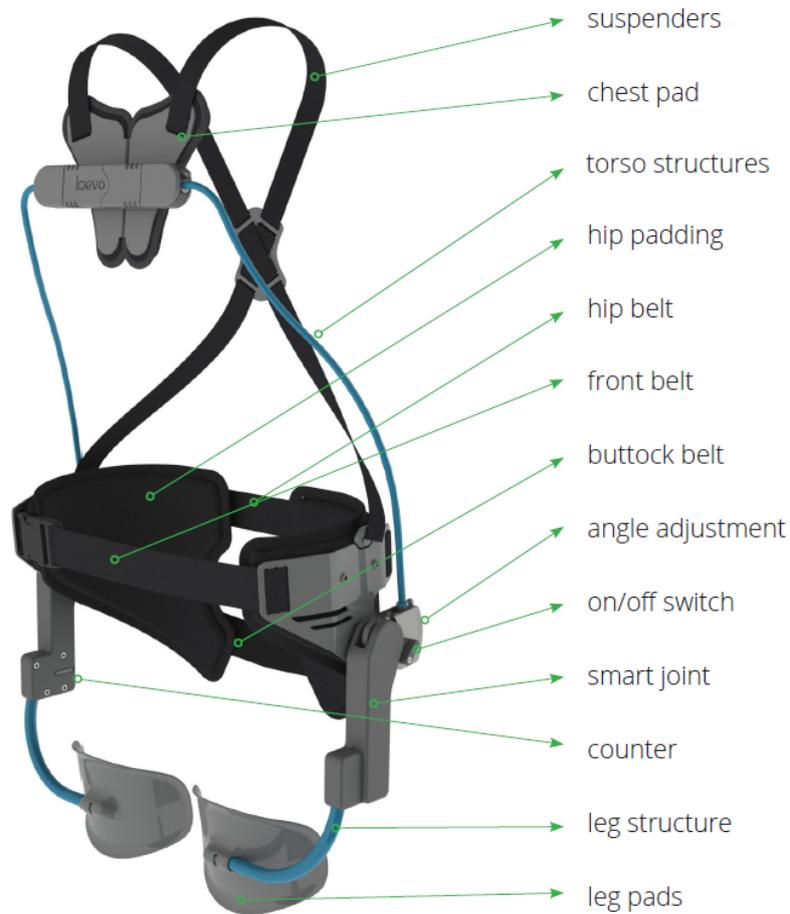


Figura 1.15. Esoscheletro LAEVO

- On/off switch: possibilità di attivare/disattivare il Laevo con facilità per permettere ai lavoratori di sedersi, camminare e salire le scale;
- Regolazione dell'angolo di supporto: possibilità di impostare facilmente l'angolo in corrispondenza del quale il Laevo inizierà a fornire supporto. Questo permette di utilizzare il Laevo in una vasta gamma di operazioni, anche molto diverse tra loro.

### Test in linea Laevo 2.5

Sono stati effettuati dei test in uno stabilimento CNH: l'obiettivo dell'attività consisteva nella valutazione dell'applicabilità del Laevo in linea attraverso il testing su postazioni di lavoro reali della linea telai, nella quale sono frequenti posture a tronco flesso.

Sono stati effettuati due diversi tipi di test, uno con utilizzo breve (30 minuti) del Laevo e un altro con un utilizzo prolungato secondo le seguenti fasi:

1. Fase di addestramento
2. Fase di introduzione graduale all'utilizzo del Laevo:
  - Giorno 1: utilizzo massimo di 2 ore
  - Giorno 2: utilizzo massimo di 4 ore
  - Giorno 3: utilizzo per tutto il turno (8 ore)
3. Fase di test vero e proprio – consiste in tre giornate di utilizzo continuativo del Laevo:
  - Giorno 4,5,6: utilizzo per tutto il turno (8 ore)

Al termine dei test all'operatore sono stati somministrati questionari valutativi, in particolare viene quantificato il disconfort localizzato su aree del corpo di interesse: collo, spalle, schiena superiore, schiena media, schiena inferiore, cosce/anche, braccia, polsi/mani, ginocchia, caviglie/piedi. Il disconfort percepito è quantificato mediante la scala VADS, ossia cinque livelli decrescenti (il valore 1 corrisponde ad un disconfort insopportabile, mentre il valore 5 ad un uno nullo), come mostrato in Fig. 1.16

<b>INSOPPORTABILE</b>	<b>PESANTE</b>	<b>MEDIO</b>	<b>LEGGERO</b>	<b>NULLO</b>
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>

Figura 1.16. Livelli di disconfort VADS

### Risultati test

Considerando la postazione di montaggio idroguida, il disconfort percepito viene mostrato nella Fig. 1.17 nelle tre condizioni di lavoro:

- Senza Laevo
- Con Laevo – 30 minuti
- Con Laevo – 5 giorni

Dall'analisi VADS emerge che l'uso prolungato genera un disconfort aumentato su cosce (in corrispondenza dei leg pads) e ginocchia. Il disconfort sullo sterno (in corrispondenza del chest pad) si conferma non rilevante. Il beneficio maggiormente

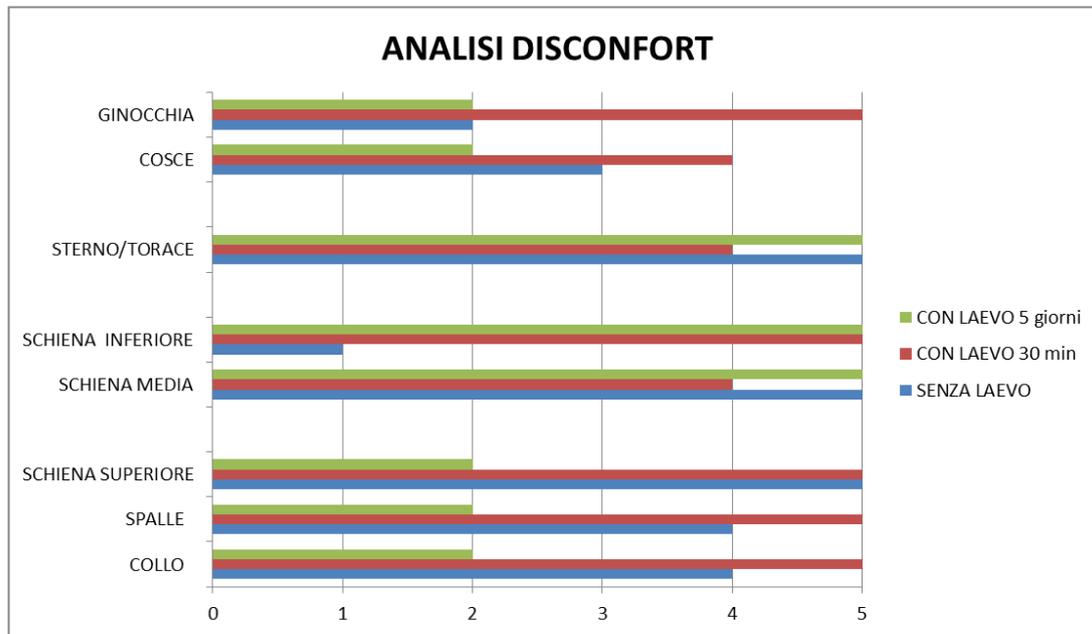
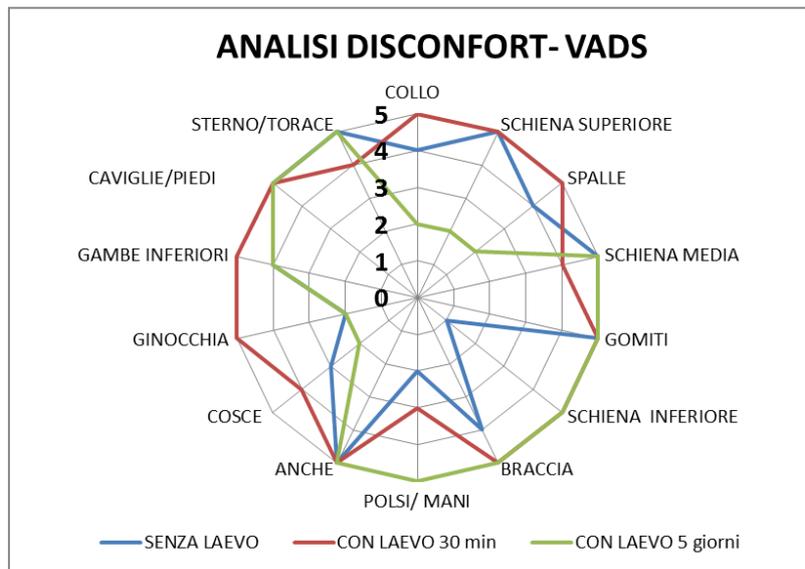


Figura 1.17. Analisi disconfort VADS Laevo

rilevante è sulla schiena inferiore (zona lombare) del lavoratore, sia sulla prova di breve durata che su quella prolungata. Dopo 5/6 ore di utilizzo si manifesta disconfort su spalle, schiena superiore e collo, che non viene percepito nel test breve. Emerge la necessità, quindi, di “dosare” l’utilizzo dell’esoscheletro sul turno di lavoro in modo da equilibrare il beneficio con il disconfort.

Dall'analisi dei questionari sottoposti ai lavoratori, emerge una valutazione positiva del Laevo sia nel test breve che in quello prolungato, passando da un giudizio 100% positivo ad un 89% (Fig. 1.18).

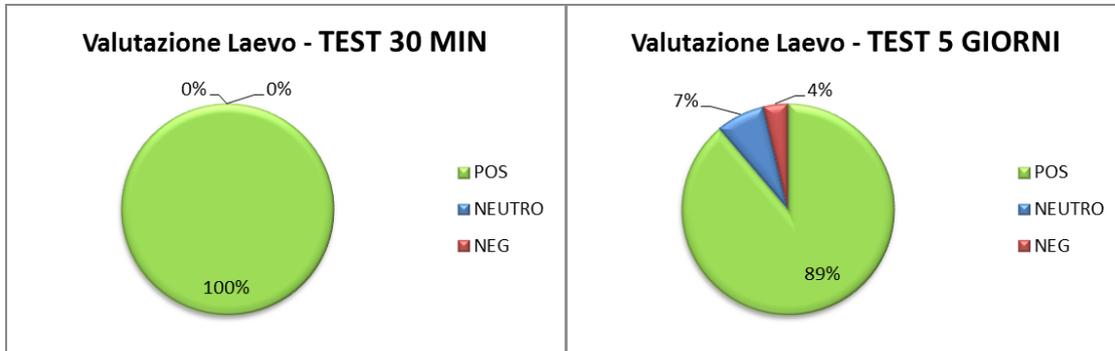


Figura 1.18. Valutazione Laevo

Tra gli aspetti negativi emergono:

- Durante l'utilizzo si ha una eccessiva sollecitazione da parte dei leg pads; il chest pad, inoltre, presenta delle problematiche quando utilizzato da una donna.
- Essendo un esoscheletro di tipo passivo, per raggiungere l'angolo di flessione desiderato si è ostacolati dalla resistenza offerta dalla molla.
- Il sistema restituisce sempre lo stesso valore di forza (legato alla molla a gas) a prescindere dal peso dell'utente che lo indossa, risultando in alcuni casi una forza eccessiva e in altri insufficiente.

Partendo da queste valutazioni maggiormente positive sul Laevo, esso è stato utilizzato come base di partenza per la progettazione di un esoscheletro attivo capace di supportare la zona lombare del lavoratore superando gli aspetti negativi elencati precedentemente. L'attuazione dell'esoscheletro si inserisce all'interno del progetto della regione Piemonte Humans, presentato nel prossimo capitolo.

# Capitolo 2

## Presentazione progetto HuManS e caratterizzazione Laevo

### 2.1 Progetto HuManS

#### 2.1.1 Obiettivo generale

Il progetto HuManS<sup>15</sup>, finanziato nell'ambito del Bando Piattaforma tecnologica Fabbrica Intelligente – POR FESR 2014/2020 dalla regione Piemonte e con capofila Comau, è rivolto all'integrazione dei più recenti sistemi di automazione industriale per le operazioni di assemblaggio con le capacità umane, definendo nuovi paradigmi del manufacturing ed in particolare dello Human-Centered Manufacturing. La combinazione della forza, velocità, ripetibilità e precisione dei robot con l'intelligenza e l'abilità degli operatori umani consente di ottenere sistemi ibridi dotati delle più elevate potenzialità in termini di processo produttivo. Il progetto si sviluppa nell'ambito dei sistemi produttivi e dei dispositivi mecatronici di ausilio al lavoro. In questo ambito il progetto si concentra sul tema dell'ergonomia e sicurezza dei sistemi produttivi di fabbrica con particolare attenzione agli aspetti di interfaccia uomo-sistema.

L'ambito tecnologico di riferimento è un sistema evoluto in cui coesistono in modo ottimale operatori umani e sistemi automatizzati, rafforzandosi a vicenda per eseguire compiti complessi nel rispetto dei requisiti di produttività e di ergonomia dei processi. Il progetto si pone l'obiettivo di realizzare soluzioni tecniche altamente innovative che consentano di eseguire operazioni di elevata complessità attraverso l'interazione sicura tra l'uomo e il robot. Nel progetto sarà creato un

---

<sup>15</sup><https://docplayer.it/58715876-Progetto-humans-capofila-comau-piattaforma-regionale-fabbrica-intelligente.html>

nuovo paradigma di fabbrica in cui l'operatore umano sarà al centro del sistema di produzione.

### **2.1.2 Motivazioni del programma**

Il mercato di riferimento è fortemente competitivo e richiede sistemi produttivi caratterizzati da:

- elevata flessibilità/riconfigurabilità, per far fronte alla variabilità della domanda e alla evoluzione dei prodotti;
- nuovi processi tecnologici;
- elevata standardizzazione, per contenere quanto più possibile costi di produzione e tempi di sviluppo;
- soluzioni innovative per il controllo della qualità dei processi;
- soluzioni logistiche ad alta efficienza per la movimentazione materiali e l'asservimento delle linee;
- elevata sostenibilità ambientale dei sistemi di produzione;
- soluzioni innovative atte a garantire l'ergonomia e la sicurezza della postazione di lavoro, nel rispetto delle esigenze di produttività e di benessere dei lavoratori.

### **2.1.3 Risultati industriali finali**

- Robot collaborativi/robot mobili: sistemi per la cooperazione sicura uomo-robot con utilizzo di algoritmi di controllo avanzati e sviluppo di strategie per garantire la sicurezza dell'operatore nelle diverse configurazioni operative di interazione uomo-robot, inclusi robot mobili per soluzioni di logistica avanzata.
- Robot indossabili: soluzioni di robotica avanzata di supporto agli operatori umani nello svolgimento delle loro attività rispettando i più avanzati requisiti di ergonomia.
- Postazioni di lavoro auto-adattative: strumenti progettuali per la realizzazione di ambienti di fabbrica mirati alla interazione ottimale uomo-macchina.
- Dispositivi IoT e servizi: sensori e dispositivi connessi che danno vita a una rete IoT nella fabbrica per applicazioni di controllo e rilevamento dello stato delle celle e dei suoi componenti.

### 2.1.4 Ruolo del CRF nel progetto

Il ruolo e l'obiettivo del CRF all'interno del progetto è quello di implementare un prototipo di esoscheletro attivo affinché si possano valutare gli effettivi vantaggi e svantaggi che questo tipo di sistema apporta al lavoratore. In particolare, gli obiettivi funzionali del prototipo sono i seguenti:

- Mirata riduzione del carico biomeccanico per il lavoratore nell'esecuzione di operazioni di montaggio di componenti autoveicolistici di medio bassa complessità;
- facilità di utilizzo durante le fasi di lavoro con semplicità di vestizione e svestizione in autonomia e senza particolari impedimenti nei movimenti del corpo;
- peso totale non superiore ai 6 kg;
- adattabilità per un 50%ile uomo ed estendibile ad ulteriori antropometrie;
- sicurezza del dispositivo indossabile;
- minore limitazione di movimento possibile nel perimetro di utilizzo della postazione di lavoro;
- confort durante l'utilizzo;
- facile igienizzazione per l'utilizzo promiscuo.

Come base di partenza per l'implementazione di un esoscheletro attivo, si è deciso di studiare più a fondo il funzionamento di un esoscheletro passivo già presente sul mercato e precedentemente descritto, il Laevo 2.5. Quindi, partendo dalla caratterizzazione del Laevo, è possibile apportare le migliorie necessarie per sopperire ai difetti del sistema attraverso l'introduzione dei motori.

## 2.2 Caratterizzazione Laevo 2.5

Per studiare al meglio il comportamento del Laevo 2.5 sono state pianificate alcune prove funzionali e valutazioni tecniche:

1. Analisi dello smart joint: è stato aperto lo smart joint, nel quale è contenuto (Figura 2.1):
  - molla a gas (N<sub>2</sub> – SPECIAL SPRINGS mod. RS170-012B) con sistemi di sicurezza OPAS e SKUDO, rispettivamente per evitare malfunzionamenti dovuti all'eccessiva pressione e all'infiltrazione di componenti chimici. Le specifiche principali della molla sono elencate in Fig. 2.2;



Figura 2.1. Componenti presenti nello smart joint

- camma sagomata;
- un piccolo blocchetto squadrato con un cuscinetto a sfera e una linguetta verde che permette di contare il numero di piegamenti effettuati.

L'utente, piegandosi, muove la camma, solidale con l'asta che dal bacino arriva sino al petto, che grazie al profilo adeguato scorre sul cuscinetto e spinge verso il basso il blocchetto lungo una guida prismatica; questo movimento manda in compressione la molla che quindi genera una forza sulla camma e conseguentemente un momento sull'asta che è quello che aiuta l'utente durante la postura flessa. Il profilo della camma stessa influisce quindi sulla forza fornita, sull'angolo in cui la forza è massima e sul range nel quale non si osserva nessun aiuto fornito.

2. Valutazione della forza restituita dal Laevo in funzione dell'angolo di flessione: si riporta il protocollo di test utilizzato per la caratterizzazione.

### 2.2.1 Protocollo di test caratterizzazione Laevo 2.5

#### Obiettivi

Valutazione della forza esercitata dal chest pad in funzione dell'angolo di flessione dell'esoscheletro in fase di carico e in fase di scarico, al variare dei seguenti parametri:

- angolo di ingaggio ( $0^\circ - 35^\circ$ );
- velocità di applicazione del carico.

<b>CODE</b> -	RS170-012-B	
<b>CU</b> Stroke	12	mm
<b>L</b> Total length	60.0	mm
<b>LMIN</b> Minimum length	45	mm
<b>RC</b> Reserves stroke	1	mm
<b>D</b> Diameter	19	mm
<b>P</b> Pressure	180	bar
<b>PMIN</b> Pressure min.	20	bar
<b>F0</b> Initial force	170	daN
<b>F1I</b> Isothermal end force	252	daN
<b>F1P</b> Forza finale politropica	289	daN
<b>V</b> Volume	4.0	cm <sup>3</sup>
<b>S</b> Surface	0.95	cm <sup>2</sup>
<b>W</b> Weight	0.07	kg

Figura 2.2. Specifiche tecniche molla a gas RS170-012B

### Strumenti necessari

- elettrogoniometro Biometrics;
- dinamometro DIN ERGO 81-08 PRO X;
- cronometro.

### Procedura

- Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare dell'angolo di ingaggio

Blocciamo l'esoscheletro dalla vita in giù (Figura 2.3); selezioniamo l'angolo di ingaggio e, tirando con il dinamometro in direzione ortogonale al chest pad (Figura 2.4), valutiamo il valore della forza necessario per equilibrare la reazione della molla in corrispondenza dei diversi angoli di flessione raggiunti.

Nella prima misurazione, ossia angolo di flessione 0°, si valuta invece la forza necessaria a far muovere l'esoscheletro, in quanto il dispositivo risulta già inclinato



Figura 2.3. Banco prova Laevo 2.5

dell'angolo in corrispondenza del quale si desidera rilevare la misura. Effettuiamo misurazioni ogni  $5^\circ$  a partire da  $0^\circ$  fino a raggiungere il valore massimo di  $90^\circ$ . La misura dell'angolo è resa possibile dall'utilizzo dell'elettrogoniometro posizionato sulla camma e sull'asta rigida di collegamento tra chest pad e camma.

Effettuiamo 3 prove di carico e 3 di scarico. Gli angoli di ingaggio presi in considerazione sono  $0^\circ/10^\circ/20^\circ/35^\circ$ . Il risultato che vogliamo ottenere è l'andamento della forza trasversale esercitata dall'esoscheletro in funzione dell'angolo di flessione dello stesso. Ci aspettiamo un andamento della forza "a campana", in quanto il dispositivo oltre un certo angolo di flessione diminuisce via via il supporto fornito all'utente. È importante determinare l'angolo di flessione dell'esoscheletro in corrispondenza del quale si raggiunge la forza massima, in quanto costituisce l'angolo di flessione di riferimento per la prova successiva.

- Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare della velocità di applicazione del carico

Tenendo bloccata la parte inferiore dell'esoscheletro scegliamo un determinato angolo di ingaggio e raggiungiamo, tirando con il dinamometro in direzione ortogonale al chest pad, l'angolo di flessione che nella precedente prova ci ha fornito il valore di forza maggiore.

Effettuiamo 3 prove per ogni angolo di flessione corrispondente al valore di forza maggiore. Nelle 3 prove facciamo flettere l'esoscheletro con 3 velocità differenti fino a raggiungere l'angolo di flessione desiderato. Quelle valutate sono velocità medie, ricavate in base al tempo impiegato per raggiungere l'angolo di flessione desiderato. Gli angoli di ingaggio presi in considerazione sono  $10^\circ/20^\circ/35^\circ$ .

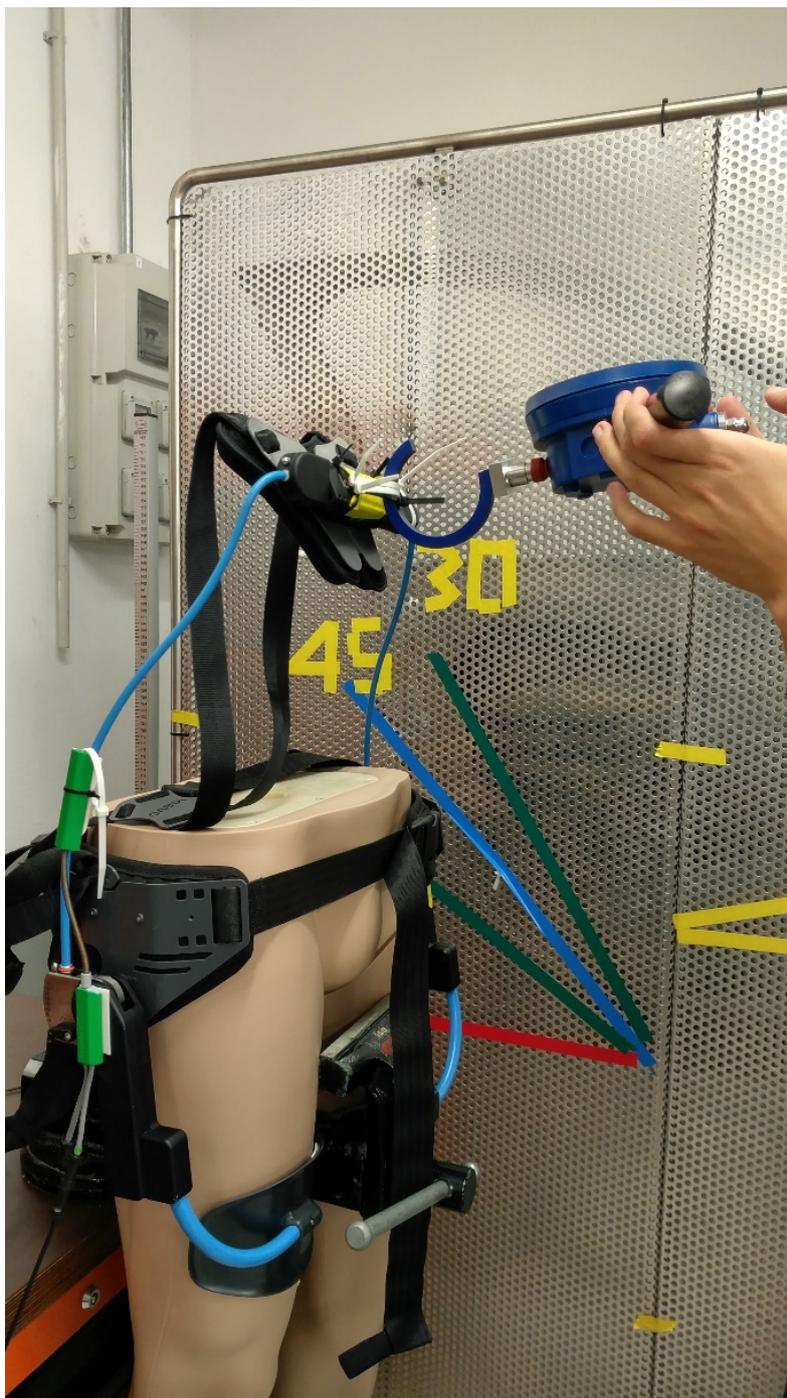


Figura 2.4. Misura carico trasversale restituito dall'esoscheletro

## 2.2.2 Risultati ottenuti

### Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare dell'angolo di ingaggio

- Angolo di ingaggio 0°

I risultati delle tre prove di carico e delle tre prove di scarico sono elencati in Figura 2.5.

PROVA I				PROVA II				PROVA III			
TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 0°				TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 0°				TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 0°			
angolo		Forza trasversale carico	Forza trasversale scarico	angolo		Forza trasversale carico	Forza trasversale scarico	angolo		Forza trasversale carico	Forza trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]
0	0,0000	17,7	5,9	0	0,0000	18,6	16,7	0	0,0000	22,6	14,7
5	0,0873	21,6	20,6	5	0,0873	36,3	28,4	5	0,0873	25,5	28,4
10	0,1745	47,1	22,6	10	0,1745	49,1	37,3	10	0,1745	44,1	33,4
15	0,2618	53,0	31,4	15	0,2618	57,9	45,1	15	0,2618	53,0	41,2
20	0,3491	63,8	34,3	20	0,3491	62,8	46,1	20	0,3491	63,8	45,1
25	0,4363	62,8	36,3	25	0,4363	70,6	49,1	25	0,4363	63,8	49,1
30	0,5236	66,7	44,1	30	0,5236	76,5	52,0	30	0,5236	78,5	52,0
35	0,6109	75,5	42,2	35	0,6109	83,4	50,0	35	0,6109	82,4	55,9
40	0,6981	77,5	45,1	40	0,6981	77,5	53,0	40	0,6981	84,4	55,9
45	0,7854	77,5	46,1	45	0,7854	78,5	55,9	45	0,7854	83,4	56,9
50	0,8727	76,5	42,2	50	0,8727	85,3	53,0	50	0,8727	86,3	54,9
55	0,9599	76,5	33,4	55	0,9599	80,4	52,0	55	0,9599	72,6	51,0
60	1,0472	74,6	35,3	60	1,0472	75,5	51,0	60	1,0472	64,7	49,1
65	1,1345	77,5	58,9	65	1,1345	75,5	59,8	65	1,1345	73,6	57,9
70	1,2217	72,6	56,9	70	1,2217	72,6	54,0	70	1,2217	72,6	59,8
75	1,3090	72,6	55,9	75	1,3090	70,6	53,0	75	1,3090	74,6	58,9
80	1,3963	64,7	61,8	80	1,3963	68,7	64,7	80	1,3963	72,6	58,9
85	1,4835	71,6	60,8	85	1,4835	75,5	61,8	85	1,4835	79,5	59,8
90	1,5708	72,6	55,9	90	1,5708	71,6	58,9	90	1,5708	70,6	53,0

Figura 2.5. Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 0°

Facendo la media delle 3 prove otteniamo i risultati in Figura 2.6 in cui viene considerata anche la coppia resistente restituita da ogni molla attraverso la formula:

$$C_r = \frac{F_t \cdot b_l}{2} \quad (2.1)$$

In cui  $b_l$  è pari a 0,4 m e rappresenta il braccio del Laevo e cioè la distanza tra il chest pad e la cerniera.

MEDIA				
TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 0°				
angolo		Forza trasversale carico	Coppia resistente singola molla	Forza trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	Cr [Nm]	[N]
0	0,0000	19,6	3,9	12,426
5	0,0873	27,80	5,6	25,83
10	0,1745	46,76	9,4	31,07
15	0,2618	54,61	10,9	39,24
20	0,3491	63,44	12,7	41,86
25	0,4363	65,73	13,1	44,80
30	0,5236	73,90	14,8	49,38
35	0,6109	80,44	16,1	49,38
40	0,6981	79,79	16,0	51,34
45	0,7854	79,79	16,0	52,97
50	0,8727	82,73	16,5	50,03
55	0,9599	76,52	15,3	45,45
60	1,0472	71,61	14,3	45,13
65	1,1345	75,54	15,1	58,86
70	1,2217	72,59	14,5	56,90
75	1,3090	72,59	14,5	55,92
80	1,3963	68,67	13,7	61,80
85	1,4835	75,54	15,1	60,82
90	1,5708	71,61	14,3	55,92

Figura 2.6. Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 0° e coppia resistente restituita da ogni molla

Il valore di forza maggiore fornito dal Laevo in fase di carico si ha in corrispondenza dei 50° di flessione con 82,73 N che genera una coppia resistente di 16,5 Nm.

Dal grafico in Figura 2.7 si nota subito il fenomeno dell'isteresi, dal momento che i valori forniti dal Laevo in fase di scarico sono inferiori mediamente di circa il 30% rispetto a quelli in fase di carico.

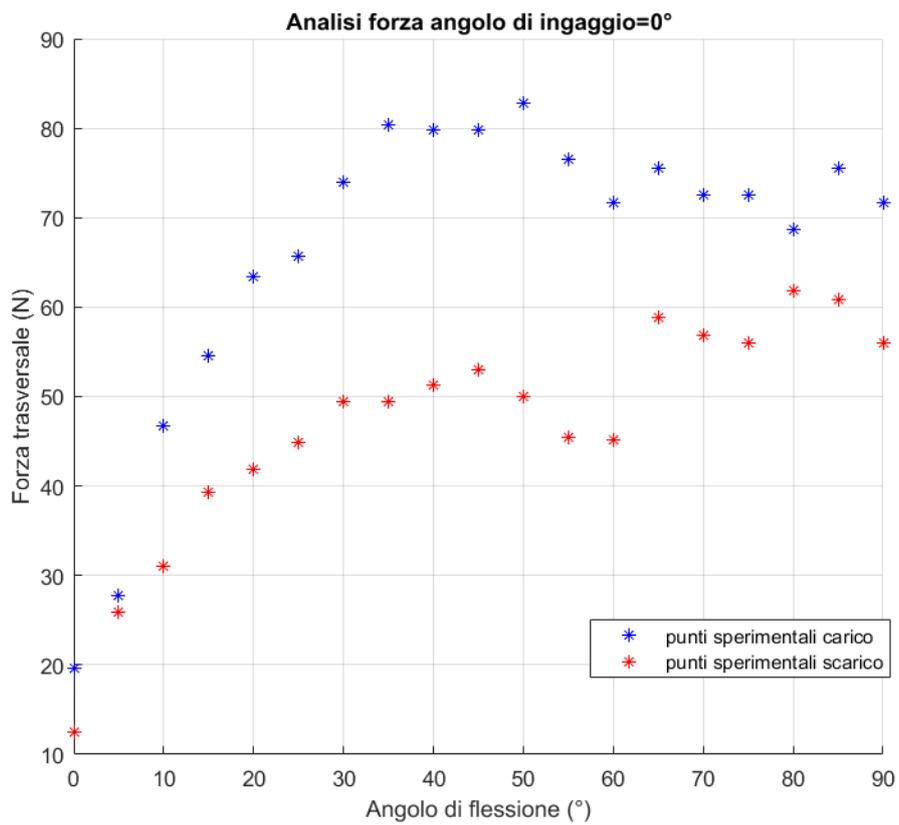


Figura 2.7. Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 0°

- Angolo di ingaggio 10°

I risultati delle tre prove di carico e delle tre prove di scarico sono elencati in Figura 2.8, i valori partono da 10° di flessione poiché, avendo selezionato come angolo di ingaggio 10°, il Laevo non restituisce forza prima di tale valore.

PROVA I				PROVA II				PROVA III			
TEST 2 - Angolo d'ingaggio = 10°				TEST 2 - Angolo d'ingaggio = 10°				TEST 2 - Angolo d'ingaggio = 10°			
angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]
0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0
5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0
10	0,1745	13,7	10,8	10	0,1745	13,7	12,8	10	0,1745	16,7	15,7
15	0,2618	40,2	26,5	15	0,2618	45,1	25,5	15	0,2618	40,2	26,5
20	0,3491	54,9	34,3	20	0,3491	57,9	33,4	20	0,3491	54,0	34,3
25	0,4363	59,8	40,2	25	0,4363	65,7	39,2	25	0,4363	65,7	44,1
30	0,5236	73,6	44,1	30	0,5236	69,7	42,2	30	0,5236	71,6	46,1
35	0,6109	74,6	46,1	35	0,6109	76,5	45,1	35	0,6109	77,5	47,1
40	0,6981	79,5	47,1	40	0,6981	77,5	48,1	40	0,6981	83,4	48,1
45	0,7854	81,4	49,1	45	0,7854	77,5	52,0	45	0,7854	83,4	54,0
50	0,8727	83,4	50,0	50	0,8727	81,4	48,1	50	0,8727	88,3	51,0
55	0,9599	79,5	48,1	55	0,9599	82,4	49,1	55	0,9599	78,5	49,1
60	1,0472	79,5	47,1	60	1,0472	80,4	49,1	60	1,0472	77,5	51,0
65	1,1345	75,5	47,1	65	1,1345	76,5	52,0	65	1,1345	77,5	49,1
70	1,2217	76,5	44,1	70	1,2217	74,6	50,0	70	1,2217	74,6	46,1
75	1,3090	88,3	56,9	75	1,3090	89,3	53,0	75	1,3090	85,3	54,9
80	1,3963	79,5	57,9	80	1,3963	84,4	59,8	80	1,3963	91,2	58,9
85	1,4835	83,4	53,0	85	1,4835	88,3	54,9	85	1,4835	88,3	56,9
90	1,5708	80,4	60,8	90	1,5708	76,5	57,9	90	1,5708	84,4	58,9

Figura 2.8. Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 10°

Facendo la media delle 3 prove otteniamo i risultati in Figura 2.9 in cui viene considerata anche la coppia resistente restituita da ogni molla. Il valore di forza maggiore fornito dal Laevo in fase di carico si ha in corrispondenza dei 75° di flessione con 87,64 N che genera una coppia resistente di 17,5 Nm.

I valori in fase di scarico sono inferiori mediamente di circa il 35% rispetto a quelli in fase di carico (Figura 2.10)

MEDIA				
TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 10°				
angolo		Forza trasversale carico	Coppia resistente singola molla	Forza trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	Cr [Nm]	[N]
0	0,0000	0,0	0,0	0
5	0,0873	0,00	0,0	0,00
10	0,1745	14,72	2,9	13,08
15	0,2618	41,86	8,4	26,16
20	0,3491	55,59	11,1	34,01
25	0,4363	63,77	12,8	41,20
30	0,5236	71,61	14,3	44,15
35	0,6109	76,19	15,2	46,11
40	0,6981	80,12	16,0	47,74
45	0,7854	80,77	16,2	51,67
50	0,8727	84,37	16,9	49,70
55	0,9599	80,12	16,0	48,72
60	1,0472	79,13	15,8	49,05
65	1,1345	76,52	15,3	49,38
70	1,2217	75,21	15,0	46,76
75	1,3090	87,64	17,5	54,94
80	1,3963	85,02	17,0	58,86
85	1,4835	86,66	17,3	54,94
90	1,5708	80,44	16,1	59,19

Figura 2.9. Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 10° e coppia resistente restituita da ogni molla

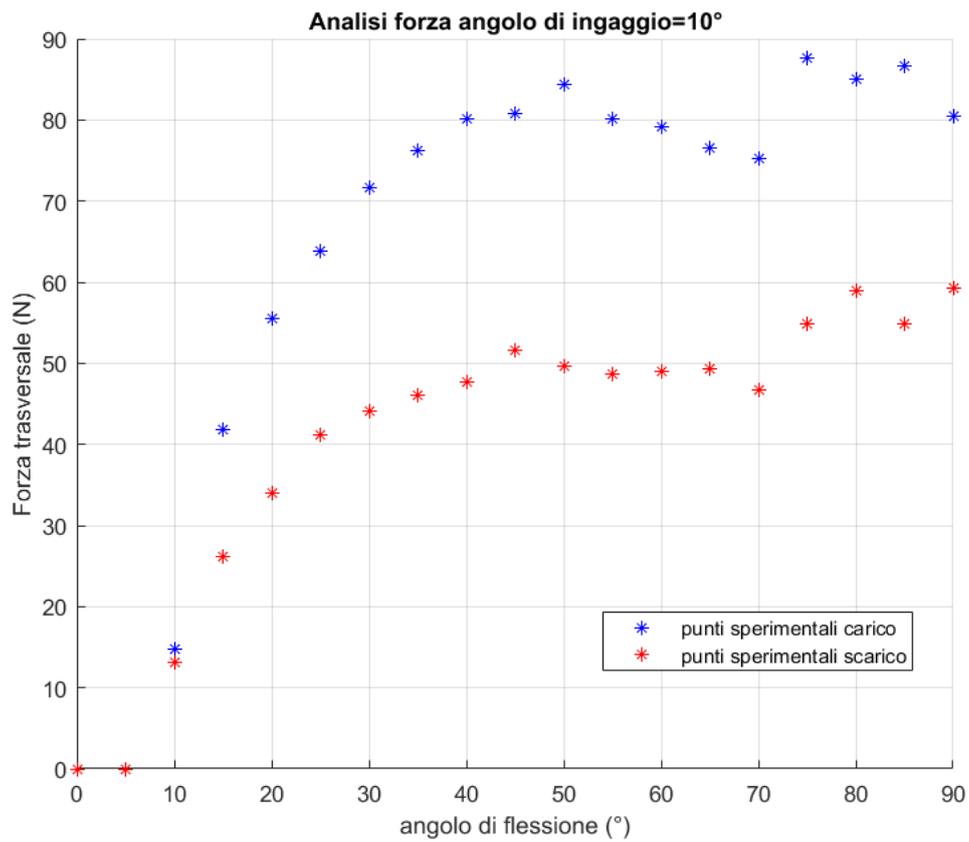


Figura 2.10. Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 10°

- Angolo di ingaggio 20°

I risultati delle tre prove di carico e delle tre prove di scarico sono elencati in Figura 2.11, i valori partono da 10° di flessione poiché, avendo selezionato come angolo di ingaggio 20°, il Laevo non restituisce forza prima di tale valore.

PROVA I				PROVA II				PROVA III			
TEST 3 - Angolo d'ingaggio = 20°				TEST 3 - Angolo d'ingaggio = 20°				TEST 3 - Angolo d'ingaggio = 20°			
angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]
0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0
5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0
10	0,1745	0,0	0,0	10	0,1745	0,0	0,0	10	0,1745	0,0	0,0
15	0,2618	0,0	0,0	15	0,2618	0,0	0,0	15	0,2618	0,0	0,0
20	0,3491	14,7	12,8	20	0,3491	14,7	10,8	20	0,3491	13,7	13,7
25	0,4363	39,2	27,5	25	0,4363	41,2	29,4	25	0,4363	47,1	26,5
30	0,5236	58,9	37,3	30	0,5236	57,9	35,3	30	0,5236	57,9	36,3
35	0,6109	74,6	40,2	35	0,6109	65,7	45,1	35	0,6109	79,5	42,2
40	0,6981	81,4	49,1	40	0,6981	75,5	49,1	40	0,6981	81,4	48,1
45	0,7854	80,4	54,0	45	0,7854	77,5	54,9	45	0,7854	87,3	51,0
50	0,8727	78,5	54,9	50	0,8727	84,4	54,0	50	0,8727	90,3	54,0
55	0,9599	86,3	60,8	55	0,9599	91,2	54,9	55	0,9599	87,3	55,9
60	1,0472	84,4	59,8	60	1,0472	91,2	60,8	60	1,0472	93,2	57,9
65	1,1345	79,5	61,8	65	1,1345	94,2	63,8	65	1,1345	86,3	58,9
70	1,2217	83,4	63,8	70	1,2217	88,3	64,7	70	1,2217	87,3	65,7
75	1,3090	92,2	70,6	75	1,3090	98,1	57,9	75	1,3090	89,3	59,8
80	1,3963	85,3	67,7	80	1,3963	95,2	55,9	80	1,3963	84,4	53,0
85	1,4835	88,3	68,7	85	1,4835	81,4	58,9	85	1,4835	81,4	63,8
90	1,5708	85,3	66,7	90	1,5708	85,3	61,8	90	1,5708	86,3	64,7

Figura 2.11. Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 20°

Facendo la media delle 3 prove otteniamo i risultati in Figura 2.12 in cui viene considerata anche la coppia resistente restituita da ogni molla. Il valore di forza maggiore fornito dal Laevo in fase di carico si ha in corrispondenza dei 75° di flessione con 93,20 N che genera una coppia resistente di 18,6 Nm.

I valori in fase di scarico sono inferiori mediamente di circa il 30% rispetto a quelli in fase di carico (Figura 2.13)

MEDIA				
TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 20°				
angolo		Forza trasversale carico	Coppia resistente singola molla	Forza trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	Cr [Nm]	[N]
0	0,0000	0,0	0,0	0
5	0,0873	0,00	0,0	0,00
10	0,1745	0,00	0,0	0,00
15	0,2618	0,00	0,0	0,00
20	0,3491	14,39	2,9	12,43
25	0,4363	42,51	8,5	27,80
30	0,5236	58,21	11,6	36,30
35	0,6109	73,25	14,6	42,51
40	0,6981	79,46	15,9	48,72
45	0,7854	81,75	16,4	53,30
50	0,8727	84,37	16,9	54,28
55	0,9599	88,29	17,7	57,23
60	1,0472	89,60	17,9	59,51
65	1,1345	86,66	17,3	61,48
70	1,2217	86,33	17,3	64,75
75	1,3090	93,20	18,6	62,78
80	1,3963	88,29	17,7	58,86
85	1,4835	83,71	16,7	63,77
90	1,5708	85,67	17,1	64,42

Figura 2.12. Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 20° e coppia resistente restituita da ogni molla

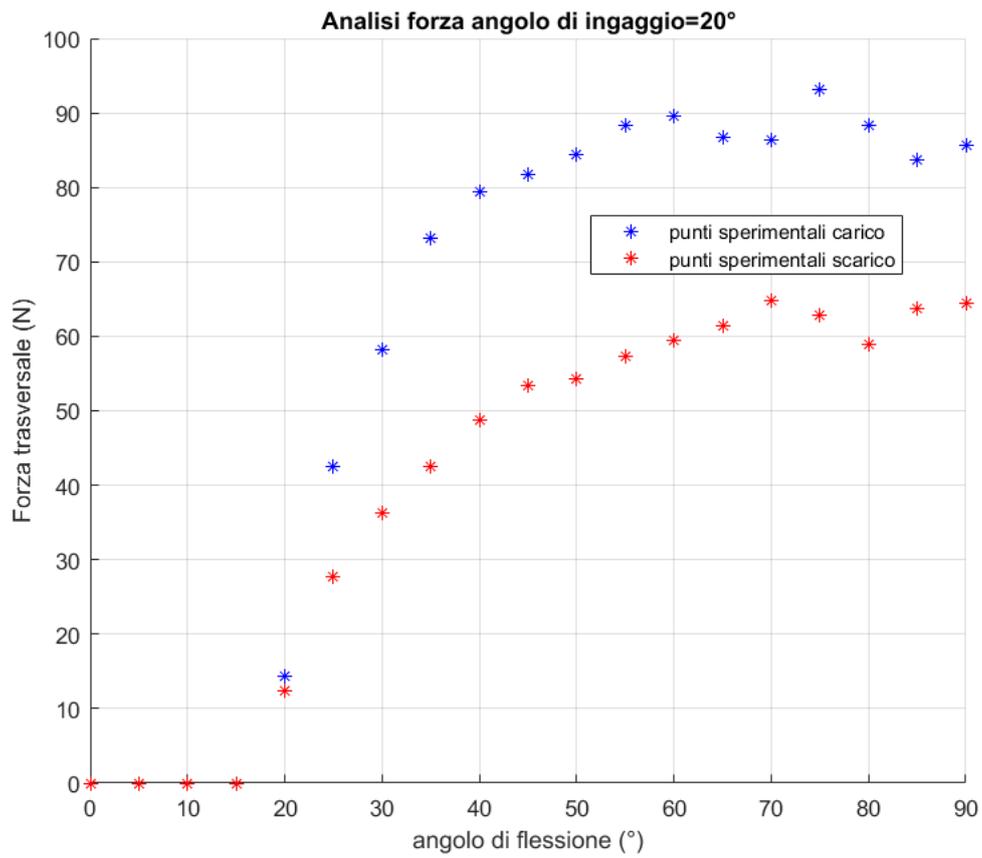


Figura 2.13. Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 20°

- Angolo di ingaggio 35°

I risultati delle tre prove di carico e delle tre prove di scarico sono elencati in Figura 2.14, i valori partono da 35° di flessione poiché, avendo selezionato come angolo di ingaggio 35°, il Laevo non restituisce forza prima di tale valore.

PROVA I				PROVA II				PROVA III			
TEST 4 - Angolo d'ingaggio = 35°				TEST 4 - Angolo d'ingaggio = 35°				TEST 4 - Angolo d'ingaggio = 35°			
angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico	angolo		Peso trasversale carico	Peso trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]	[°]	[rad]	[N]	[N]
0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0	0	0,0000	0,0	0,0
5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0	5	0,0873	0,0	0,0
10	0,1745	0,0	0,0	10	0,1745	0,0	0,0	10	0,1745	0,0	0,0
15	0,2618	0,0	0,0	15	0,2618	0,0	0,0	15	0,2618	0,0	0,0
20	0,3491	0,0	0,0	20	0,3491	0,0	0,0	20	0,3491	0,0	0,0
25	0,4363	0,0	0,0	25	0,4363	0,0	0,0	25	0,4363	0,0	0,0
30	0,5236	0,0	0,0	30	0,5236	0,0	0,0	30	0,5236	0,0	0,0
35	0,6109	16,7	10,8	35	0,6109	19,6	10,8	35	0,6109	15,7	10,8
40	0,6981	53,0	32,4	40	0,6981	48,1	31,4	40	0,6981	51,0	32,4
45	0,7854	69,7	46,1	45	0,7854	64,7	44,1	45	0,7854	64,7	47,1
50	0,8727	82,4	55,9	50	0,8727	67,7	56,9	50	0,8727	74,6	60,8
55	0,9599	87,3	62,8	55	0,9599	75,5	62,8	55	0,9599	81,4	66,7
60	1,0472	89,3	66,7	60	1,0472	89,3	64,7	60	1,0472	91,2	67,7
65	1,1345	101,0	69,7	65	1,1345	109,9	72,6	65	1,1345	104,0	69,7
70	1,2217	103,0	64,7	70	1,2217	105,9	66,7	70	1,2217	101,0	72,6
75	1,3090	94,2	74,6	75	1,3090	107,9	71,6	75	1,3090	99,1	66,7
80	1,3963	102,0	81,4	80	1,3963	101,0	70,6	80	1,3963	110,9	77,5
85	1,4835	91,2	81,4	85	1,4835	102,0	82,4	85	1,4835	92,2	73,6
90	1,5708	93,2	70,6	90	1,5708	98,1	83,4	90	1,5708	98,1	68,7

Figura 2.14. Valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 35°

Facendo la media delle 3 prove otteniamo i risultati in Figura 2.15 in cui viene considerata anche la coppia resistente restituita da ogni molla. Il valore di forza maggiore fornito dal Laevo in fase di carico si ha in corrispondenza dei 65° di flessione con 104,97 N che genera una coppia resistente di 21 Nm.

I valori in fase di scarico sono inferiori mediamente di circa il 28% rispetto a quelli in fase di carico (Figura 2.16)

MEDIA				
TEST 1 - Angolo d'ingaggio = 35°				
angolo		Forza trasversale carico	Coppia resistente singola molla	Forza trasversale scarico
[°]	[rad]	[N]	Cr [Nm]	[N]
0	0,0000	0,00	0,0	0,00
5	0,0873	0,00	0,0	0,00
10	0,1745	0,00	0,0	0,00
15	0,2618	0,00	0,0	0,00
20	0,3491	0,00	0,0	0,00
25	0,4363	0,00	0,0	0,00
30	0,5236	0,00	0,0	0,00
35	0,6109	17,33	3,5	10,79
40	0,6981	50,69	10,1	32,05
45	0,7854	66,38	13,3	45,78
50	0,8727	74,88	15,0	57,88
55	0,9599	81,42	16,3	64,09
60	1,0472	89,93	18,0	66,38
65	1,1345	104,97	21,0	70,63
70	1,2217	103,33	20,7	68,02
75	1,3090	100,39	20,1	70,96
80	1,3963	104,64	20,9	76,52
85	1,4835	95,16	19,0	79,13
90	1,5708	96,47	19,3	74,23

Figura 2.15. Media dei valori di forza in carico e scarico con angolo di ingaggio 35° e coppia resistente restituita da ogni molla

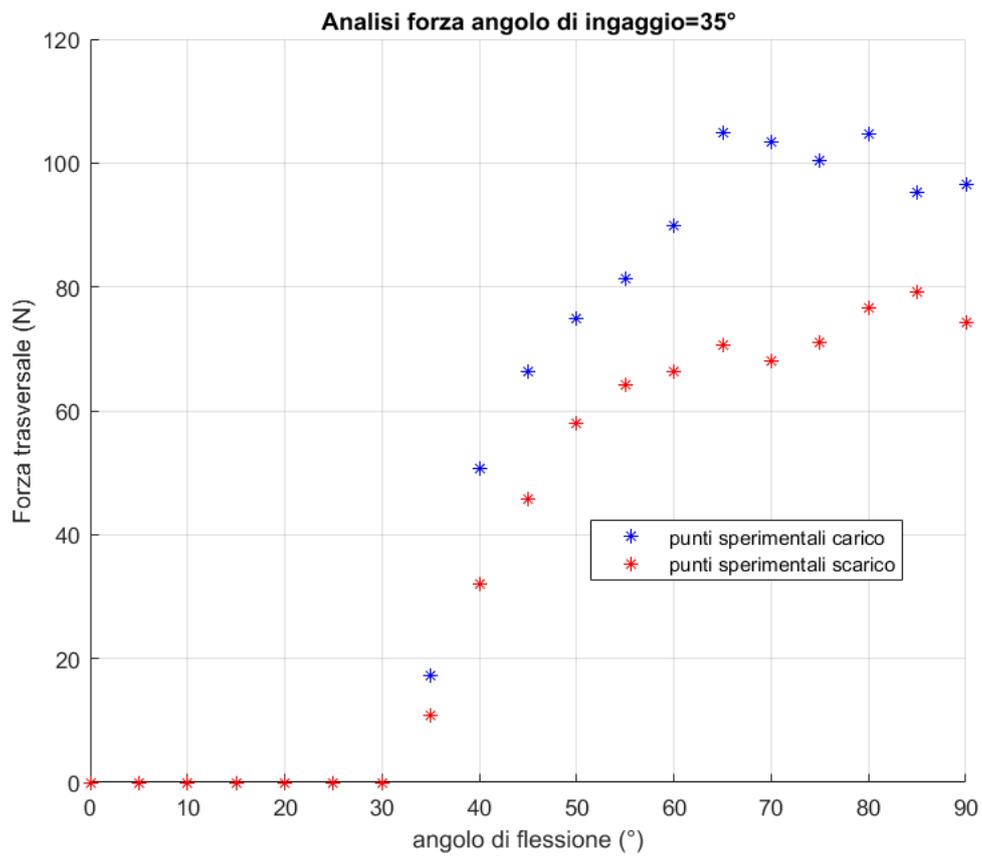


Figura 2.16. Valori sperimentali forza in carico e scarico al variare dell'angolo di flessione con angolo di ingaggio 35°

### Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare della velocità di applicazione del carico

In tutti e tre i test all'aumentare della velocità media di flessione del Laevo, la forza trasversale fornita aumenta (Figura 2.17). L'angolo di flessione raggiunto nei tre test è quello che ci ha restituito il valore di forza maggiore nelle precedenti prove (75° per l'angolo d'ingaggio di 10°, 75° per l'angolo di ingaggio di 20° e 65° per l'angolo di ingaggio di 35°).

TEST 1 - Angolo di ingaggio = 10°				
angolo		tempo	velocità media	Forza trasversale
[°]	[rad]	[s]	[rad/s]	[N]
75	0,8727	3,0	0,29	99,1
75	0,8727	7,0	0,12	92,2
75	0,8727	11,0	0,08	87,3

TEST 2 - Angolo di ingaggio = 20°				
angolo		tempo	velocità media	Forza trasversale
[°]	[rad]	[s]	[rad/s]	[N]
75	1,0472	4,0	0,26	126,5
75	1,0472	9,0	0,12	108,9
75	1,0472	14,0	0,07	87,3

TEST 3 - Angolo di ingaggio = 35°				
angolo		tempo	velocità media	Forza trasversale
[°]	[rad]	[s]	[rad/s]	[N]
65	1,0472	2,0	0,52	125,6
65	1,0472	5,5	0,19	97,1
65	1,0472	9,0	0,12	86,3

Figura 2.17. Forza in funzione dell'angolo di flessione al variare della velocità di applicazione del carico

## 2.3 Considerazioni

Partendo dalla caratterizzazione del Laevo 2.5 si è deciso di rendere attivo l'esoscheletro sostituendo la molla a gas con un motore per cercare di rimediare ai maggiori problemi presenti nel passivo:

- impossibilità di modificare la forza restituita dal sistema in funzione del peso di chi indossa l'esoscheletro; più è pesante l'utente, meno la forza del Laevo è sufficiente ad equilibrare la postura flessa;
- necessità durante la flessione di caricare la molla con il proprio corpo affinché essa ci restituisca una forza.

È possibile sostituire la molla a gas con un attuatore lineare o con un attuatore rotativo e nei prossimi capitoli si affronterà lo studio funzionale e la fattibilità delle due soluzioni.

# Capitolo 3

## Attuazione con attuatore lineare

### 3.1 Schemi funzionali

Per ottenere un comportamento dell'esoscheletro attivo simile a quello del Laevo e lasciando invariata la camma e, di conseguenza, il suo raggio è necessario sostituire la molla a gas RS170-012B con un attuatore lineare che fornisca valori di forza di circa 1700 N. Modificare il raggio di camma, però, ci consente di scegliere un attuatore che riesca a fornire un valore inferiore di forza rispetto ai 1700 N della molla; in particolare, per ottenere i valori di forza restituiti dal Laevo con angolo di ingaggio 0°, in Figura 3.1 è possibile osservare come cambia il valore del raggio di camma, identificato come braccio b, da garantire a seconda della forza dell'attuatore Fa.

b [mm]	Angolo di flessione	Fa [N]				
	[°]	1700	1000	800	400	200
0	0	2,308	3,924	4,905	9,810	19,620
10	10	5,505	9,359	11,698	23,397	46,794
20	20	7,467	12,694	15,868	31,735	63,471
30	30	8,691	14,774	18,467	36,935	73,869
35	35	9,464	16,088	20,111	40,221	80,442
40	40	9,383	15,951	19,939	39,878	79,755
50	50	<b>9,729</b>	<b>16,540</b>	<b>20,675</b>	<b>41,349</b>	<b>82,698</b>
60	60	8,425	14,323	17,903	35,807	71,613
70	70	8,540	14,519	18,149	36,297	72,594
80	80	8,079	13,734	17,168	34,335	68,670

Figura 3.1. Valori del braccio da garantire in funzione della forza dell'attuatore e dell'angolo di flessione

Ipotizzando di sostituire la molla con un attuatore lineare ideale, utile per valutare gli effetti dinamici della catena cinematica ipotizzata, sono possibili due diverse configurazioni:

- **Prima configurazione:** la prima configurazione possibile è quella in Figura 3.2, in cui l'attuatore lineare parte dall'estremità inferiore dello smart joint e viene collegato sulle torso structures con un valore di braccio  $b$  che si modifica a seconda dell'angolo di flessione del tronco.

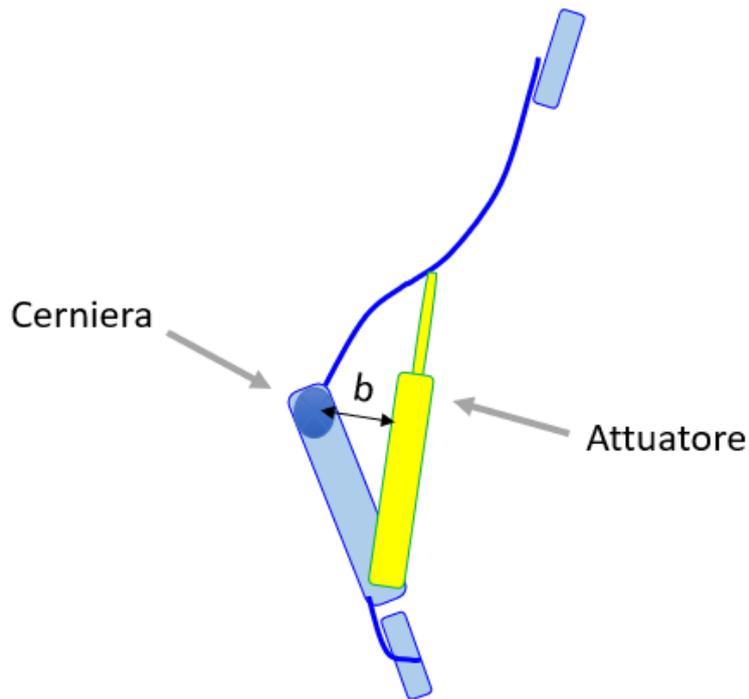


Figura 3.2. Prima configurazione con attuatore lineare

- **Seconda configurazione:** in questa configurazione, l'attuatore lineare viene distanziato attraverso l'utilizzo di una staffa che permette di ottenere valori di braccio più elevati nei limiti degli ingombri accettabili per l'utente (Fig. 3.3).

### 3.2 Inserimento di un elemento elastico in serie con l'attuatore

Tradizionalmente l'interfaccia tra un attuatore e il carico viene fatta più rigida possibile poiché questo ne migliora la precisione, la stabilità e la larghezza di banda del

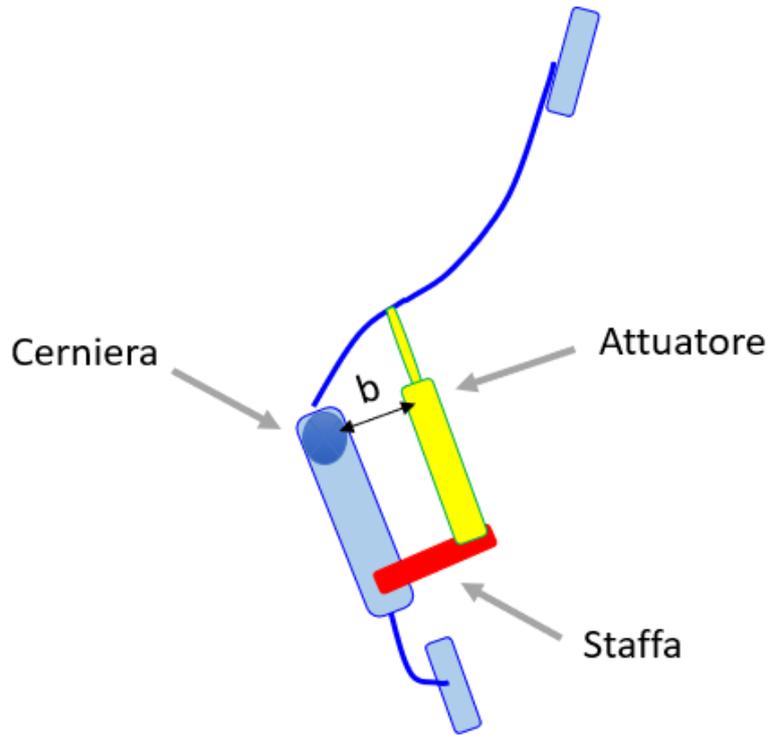


Figura 3.3. Seconda configurazione con attuatore lineare

controllo posizione diminuendo gli errori commessi. Negli ambienti in cui un robot o un manipolatore è a contatto con l'uomo, però, il pericolo maggiore è caratterizzato dagli impatti che un sistema con un'impedenza troppo elevata provocherebbe sulla persona. Per ridurre il problema dell'alta impedenza degli attuatori è stato introdotto un nuovo tipo di attuatore noto come series elastic actuator (SEA)[9] in cui un elemento elastico è posto in serie tra l'uscita dell'attuatore e il carico (Fig. 3.4). Il SEA riduce l'impedenza meccanica di uscita proporzionalmente al-

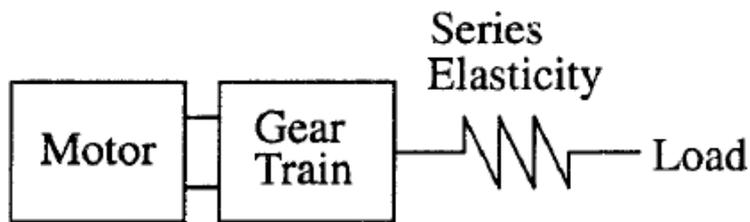


Figura 3.4. Series Elastic Actuator

la rigidità dell'elemento elastico; a frequenze contenute nella larghezza di banda

controllabile l'impedenza si riduce fino a 100 volte rispetto al caso di attuatore con rigidità elevata, mentre a frequenze superiori alla larghezza di banda l'impedenza di uscita si riduce fino al valore di rigidità dell'elemento elastico[11]. Per un SEA come quello in figura 3.5 l'impedenza può essere scritta come la funzione di

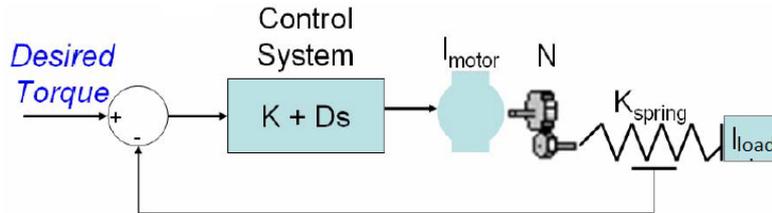


Figura 3.5. Classico sistema con SEA

trasferimento tra la forza esercitata sul carico e la posizione di quest'ultimo[10]:

$$Z(s) = \frac{F_l(s)}{x_l(s)} = \frac{K_{spring} s^2 N^2 I_{motor}}{s^2 N^2 I_{motor} + K_{spring} + N(K + Ds)}$$

Alle alte frequenze il termine  $s^2$  domina e l'impedenza si riduce a:

$$Z(s) \approx \frac{K_{spring} s^2 N^2 I_{motor}}{s^2 N^2 I_{motor}} \approx K_{spring} \text{ per } s \rightarrow \infty$$

Quindi diminuendo la rigidità ad un valore che è sicuro per l'uomo, siamo sicuri che non ci saranno impatti pericolosi anche oltre le frequenze della larghezza di banda controllabile.

L'utilizzo di un SEA permette, inoltre, di trasformare un problema di controllo forza in uno di controllo posizione, poiché la forza di uscita è proporzionale alla compressione della molla, misurabile con un potenziometro, moltiplicata per la sua rigidità (Legge di Hooke). Poiché la posizione è più semplice da misurare rispetto alla forza, il controllo risulta più affidabile. La maggiore affidabilità del controllo forza del sistema, però, mi restituisce una larghezza di banda controllabile inferiore poiché l'elemento elastico in serie si comporta come un filtro passa-basso sull'uscita del motore.

C'è bisogno di un giusto compromesso di rigidità, quindi, che diminuisca l'impedenza meccanica ma che mantenga una adeguata larghezza di banda del sistema.

### 3.2.1 Inserimento di un SEA nella prima configurazione

Considerando la prima configurazione ed inserendo un elemento elastico in serie tra l'attuatore e il carico otteniamo il sistema in figura 3.6 , in cui:

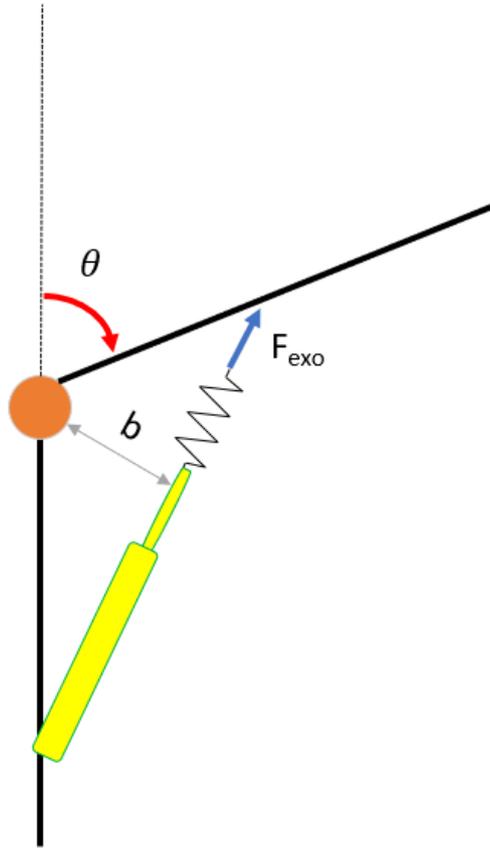


Figura 3.6. Inserimento di un SEA nella prima configurazione

$$F_{Exo} \cdot b = C_{Exo} = C_r$$

Ipotizzando di ottenere la  $F_{exo}$  attraverso il collegamento ad un motore elettrico di un sistema vite-madrevite caratterizzato da un rapporto di trasmissione  $\tau$ , è possibile disegnare i diagrammi di corpo libero in figura 3.7. In cui:

$$\tau = \frac{\dot{x}}{\dot{\alpha}} \quad (3.1)$$

$$C_{Mot} - C_{Attua} = J_M \ddot{\alpha} + \beta_M \dot{\alpha} \quad (3.2)$$

$$C_{Attua} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot \eta = F_S \quad (3.3)$$

$$F_S = F_{exo} = k_S (x - x_{exo}) \quad (3.4)$$

Dove:

- $J_M$ ,  $\beta_M$  e  $\alpha$  rappresentano rispettivamente l'inerzia, lo smorzamento e l'angolo di rotazione del motore;

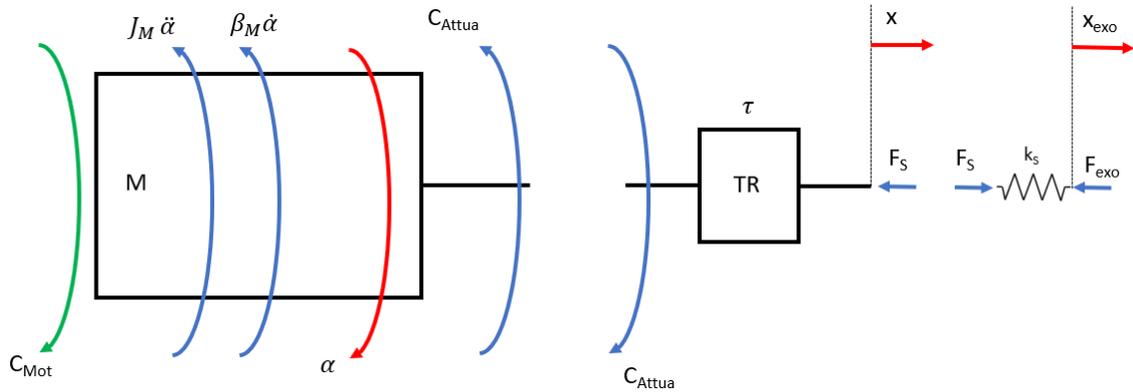


Figura 3.7. Diagrammi di corpo libero motore, trasmissione vite-madrevite e molla

- $k_s$  la rigidezza della molla;
- $x$  e  $x_{exo}$ , rappresentano rispettivamente la traslazione della madrevite legata al rapporto di trasmissione  $\tau$  e lo spostamento del punto di contatto tra attuatore e busto;
- $\eta$  è il rendimento della trasmissione vite-madrevite.

### 3.2.2 Pianificazione di una traiettoria

Pianificando una traiettoria  $\theta(t)$  è possibile correlare ogni valore di angolo di flessione del tronco con un valore di  $C_{exo}$  che si desidera ottenere. Imponendo condizioni sulla posizione, velocità e accelerazione iniziale e finale, con un istante di tempo iniziale e finale definito, è necessario utilizzare un polinomio di 5° grado per pianificare una traiettoria cubica.

$$\theta(t) = a_0 + a_1(t - t_i) + a_2(t - t_i)^2 + a_3(t - t_i)^3 + a_4(t - t_i)^4 + a_5(t - t_i)^5$$

Imponendo le condizioni al contorno:

$$\begin{cases} t_i = 0 & t_f = t_f \\ \theta(0) = \theta_i & \theta(t_f) = \theta_f \\ \dot{\theta}(0) = 0 & \dot{\theta}(t_f) = 0 \\ \ddot{\theta}(0) = 0 & \ddot{\theta}(t_f) = 0 \end{cases}$$

Si ottiene:

$$a_0 = \theta_i$$

$$a_1 = 0$$

$$\begin{aligned}a_2 &= 0 \\a_3 &= \frac{10(\theta_f - \theta_i)}{t_f^3} \\a_4 &= \frac{15(\theta_i - \theta_f)}{t_f^4} \\a_5 &= \frac{6(\theta_f - \theta_i)}{t_f^5}\end{aligned}$$

Da cui:

$$\begin{aligned}\theta(t) &= \theta_i + \frac{10(\theta_f - \theta_i)}{t_f^3} t^3 + \frac{15(\theta_i - \theta_f)}{t_f^4} t^4 + \frac{6(\theta_f - \theta_i)}{t_f^5} t^5 \\ \dot{\theta}(t) &= \frac{30(\theta_f - \theta_i)}{t_f^3} t^2 + \frac{60(\theta_i - \theta_f)}{t_f^4} t^3 + \frac{30(\theta_f - \theta_i)}{t_f^5} t^4 \\ \ddot{\theta}(t) &= \frac{60(\theta_f - \theta_i)}{t_f^3} t + \frac{180(\theta_i - \theta_f)}{t_f^4} t^2 + \frac{120(\theta_f - \theta_i)}{t_f^5} t^3\end{aligned}$$

Scegliendo

$$\begin{cases} t_i = 0 \text{ s} & t_f = 2 \text{ s} \\ \theta(0) = 0^\circ & \theta(t_f) = 60^\circ \end{cases}$$

Si ottengono i grafici in figura 3.8

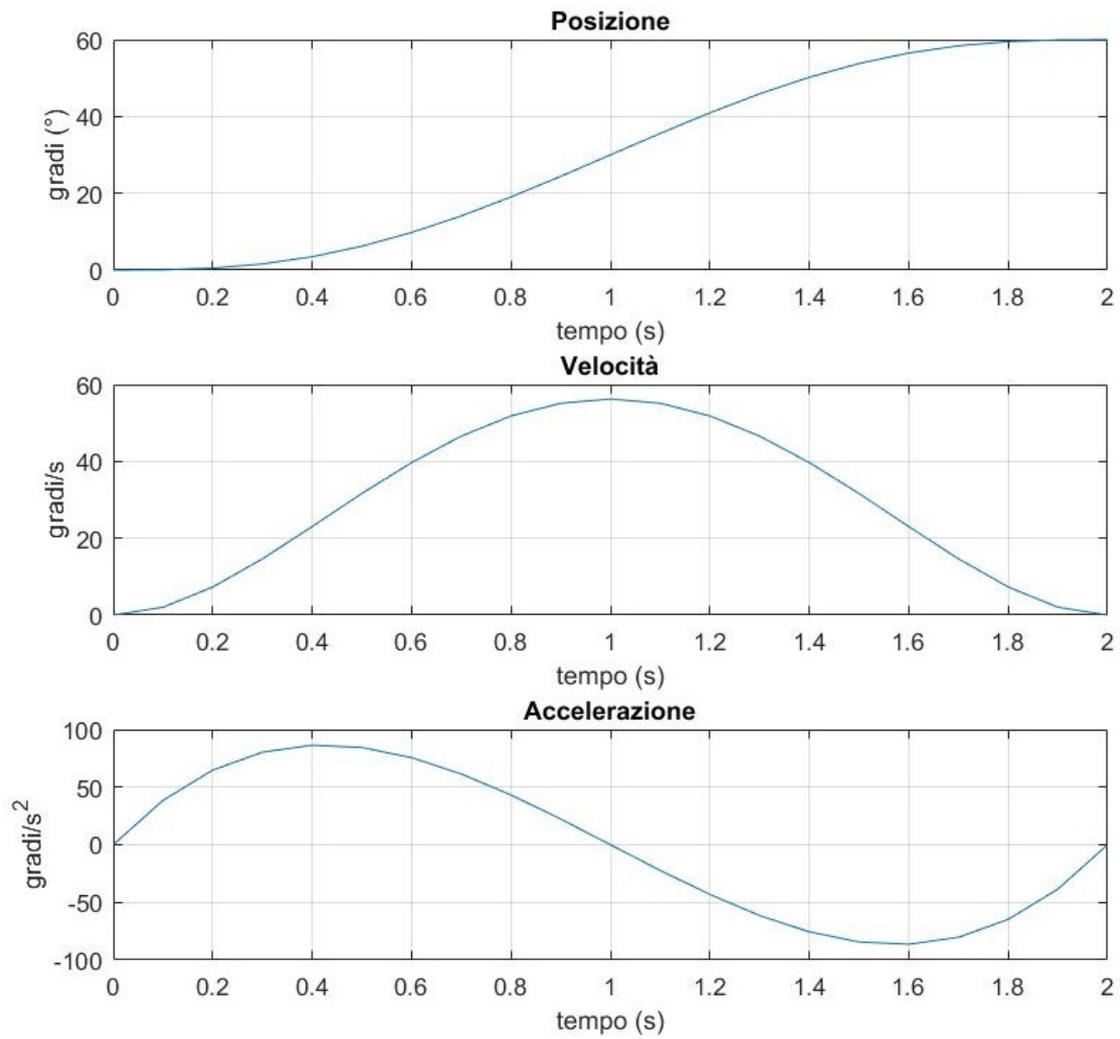


Figura 3.8. Traiettorie pianificate

### 3.2.3 Calcolo di $x_{\text{exo}}$

Per il calcolo di  $x_{\text{exo}}(\theta)$  è necessario utilizzare il teorema di Carnot sul triangolo di partenza (Figura 3.9 di sinistra) e a seguito di una flessione  $\theta$  (Figura 3.9 di destra).

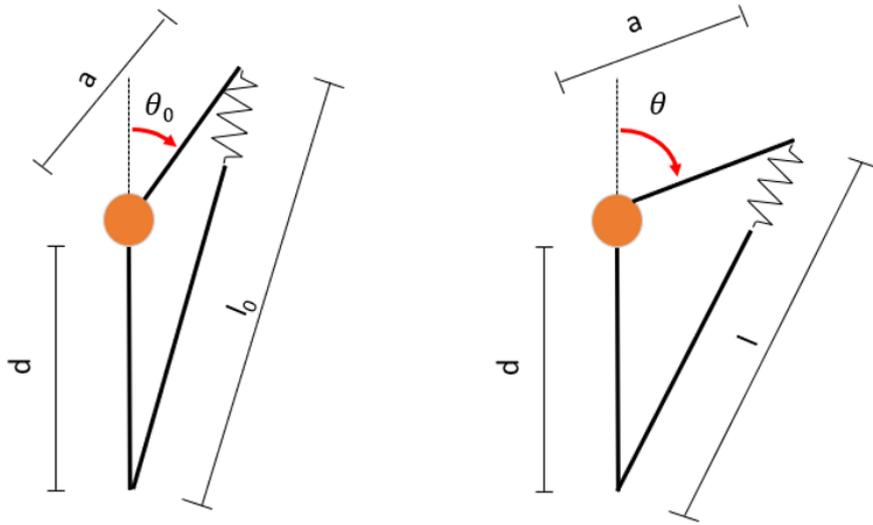


Figura 3.9. Configurazione di partenza e dopo una flessione  $\theta$

$$l_0 = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos(\pi - \theta_0)} = \sqrt{a^2 + d^2 + 2ad \cos(\theta_0)}$$

$$l = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos(\pi - \theta)} = \sqrt{a^2 + d^2 + 2ad \cos(\theta)}$$

$$x_{\text{exo}} = l_0 - l$$

### 3.2.4 Calcolo braccio $b(\theta)$

È possibile calcolare il valore del braccio  $b$  in una generica configurazione come quella in Figura 3.10, attraverso l'equazione 3.5

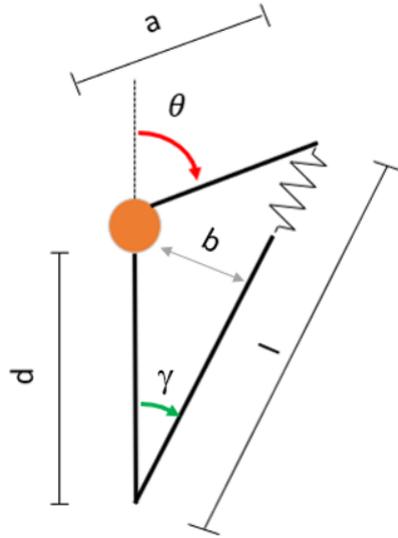


Figura 3.10. Generica configurazione per il calcolo del braccio  $b$

$$\gamma = \cos^{-1} \left( \frac{d^2 + l^2 - a^2}{2 d l} \right)$$

$$b(\theta) = d \sin (\gamma) \quad (3.5)$$

### 3.3 Schema a blocchi del sistema

#### 3.3.1 Circuito RL del motore

Il classico circuito RL di un motore in corrente continua è quello in Figura 3.11. Descritto dalle seguenti equazioni:

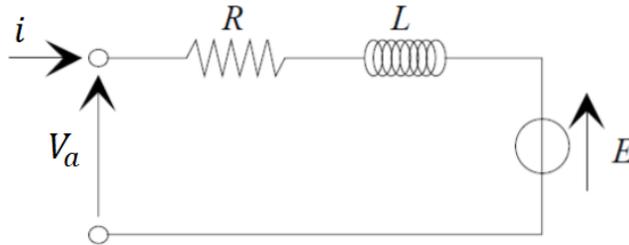


Figura 3.11. Circuito RL di un motore DC

$$\begin{cases} V_a(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} + E(t) \\ E(t) = k_e \cdot \dot{\alpha}(t) \\ C_{Mot}(t) = k_c \cdot i(t) \end{cases}$$

In cui:

- $R$  ed  $L$  sono rispettivamente la resistenza e l'induttanza di armatura;
- $V_a$  è la tensione di armatura;
- $E$  è la forza contro elettromotrice;
- $k_e$  e  $k_c$  sono rispettivamente la costante di tensione e la costante di coppia del motore.

Riscrivendo le equazioni nel dominio delle trasformate di Laplace otteniamo:

$$V_a(s) = Ri(s) + sLi(s) + E(s)$$

$$i(s) = \frac{1}{sL + R} (V_a(s) - E(s))$$

Con relativo schema a blocchi (Fig. 3.12)

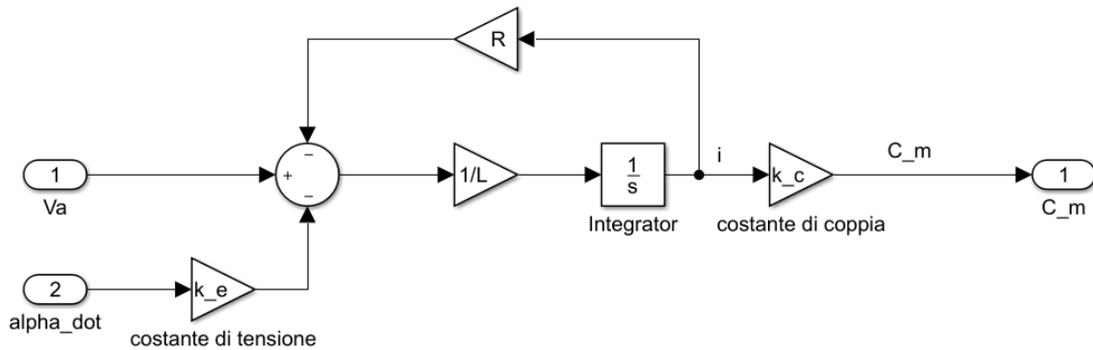


Figura 3.12. Schema a blocchi circuito RL

### 3.3.2 Dinamica del motore

Riprendendo l'Eq. 3.2, trascurando il rendimento e riscrivendola nel dominio di Laplace otteniamo:

$$C_{Mot}(s) - C_{Attua}(s) = s^2 J_M \alpha(s) + s \beta_M \alpha(s)$$

$$\alpha(s) = \frac{1}{s^2 J_M + s \beta_M} (C_{Mot}(s) - C_{Attua}(s))$$

Con relativo schema a blocchi (Fig. 3.13)

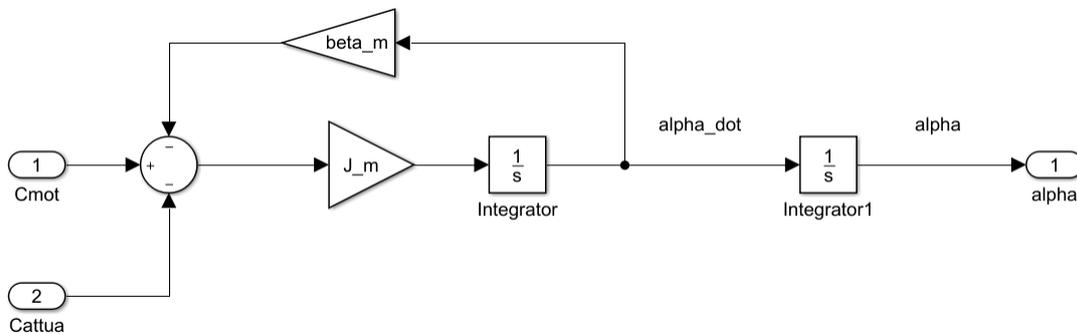


Figura 3.13. Schema a blocchi dinamica motore

### 3.3.3 Diagramma a blocchi complessivo

Inserendo nel blocchetto Simulink Lookup table dei valori di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione simili a quelli ottenuti nella caratterizzazione del

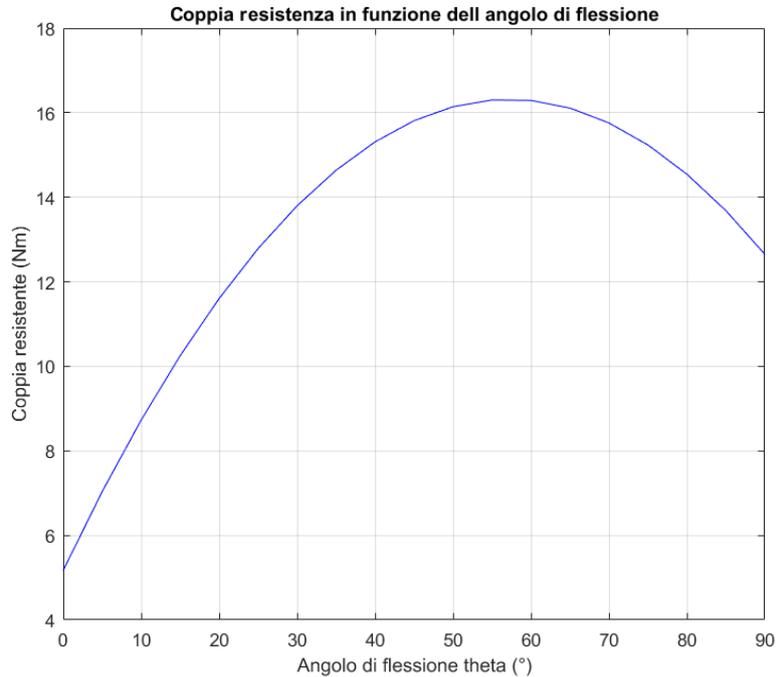
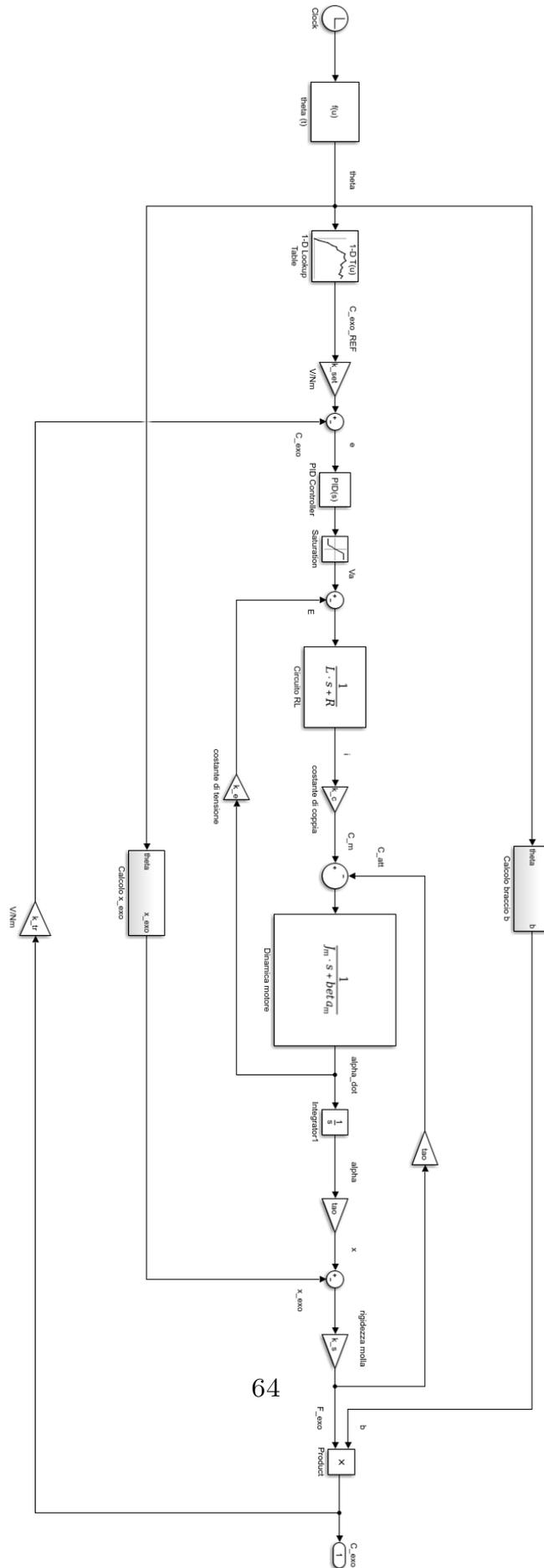


Figura 3.14. Curva di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione

Laevo (Fig. 3.14), possiamo impostare lo schema a blocchi complessivo del sistema (Fig. 3.15).

Se il confronto tra la coppia di riferimento desiderata e la coppia generata dall'esoscheletro genera un errore, esso passa attraverso un sistema di controllo PID che restituisce un valore di tensione di armatura fornita al circuito RL del motore e di conseguenza una Coppia motrice che entra nella dinamica del motore. Dalla dinamica del motore si ottiene un valore di angolo  $\alpha$  che diventa una traslazione  $x$  grazie al rapporto di trasmissione  $\tau$ ; la traslazione  $x$  e quella  $x_{\text{exo}}$  ottenuta con la flessione  $\theta$  del tronco generano una compressione della molla e di conseguenza una forza  $F_{\text{exo}}$  attraverso la legge di Hooke. Il valore di  $F_{\text{exo}}$  moltiplicato per il relativo valore di braccio  $b$  in funzione di  $\theta$  mi restituisce il valore di coppia resistente fornita dal sistema che vado a confrontare nuovamente con il valore di coppia di riferimento fin quando non mi restituiscono un errore pari a 0.

### 3 – Attuazione con attuatore lineare



### 3.4 Trasmissibilità del sistema

La trasmissibilità esprime la capacità del sistema di trasmettere la forza generata dal motore al carico, attraverso la deformazione della molla. La trasmissibilità  $T(s)$  è definita come la funzione di trasferimento tra coppia del motore e forza dell'esoscheletro  $F_{exo}$ .

$$T(s) = \frac{F_{exo}(s)}{C_M(s)}$$

Considerando  $x_{exo} = 0$ , riprendendo l'eq. 3.2 e trascurando il rendimento otteniamo:

$$C_{Mot} - C_{Attua} = J_M \ddot{\alpha} + \beta_M \dot{\alpha}$$

$$C_{Attua} \cdot \frac{1}{\tau} = F_S = F_{exo}$$

$$C_{Mot}(s) = F_{exo}(s) \cdot \tau + J_M s^2 \alpha(s) + \beta_M s \alpha(s)$$

$$C_{Mot}(s) = F_{exo}(s) \cdot \tau + \frac{J_M s^2}{\tau} x(s) + \frac{\beta_M s}{\tau} x(s)$$

$$F_{exo}(s) = k_S x(s)$$

$$x(s) = \frac{F_{exo}(s)}{k_S}$$

$$C_{Mot}(s) = F_{exo}(s) \cdot \tau + \frac{J_M s^2}{\tau} \left( \frac{F_{exo}(s)}{k_S} \right) + \frac{\beta_M s}{\tau} \left( \frac{F_{exo}(s)}{k_S} \right)$$

Otteniamo la seguente funzione di trasferimento della trasmissibilità:

$$T(s) = \frac{F_{exo}(s)}{C_{Mot}(s)} = \frac{\tau k_S}{J_M s^2 + \beta_M s + \tau^2 k_S}$$

### 3.5 Motivazioni sulla non fattibilità della soluzione con attuatore lineare

Nella prima configurazione, considerando dei valori di ingombro  $a$  e  $d$  più alti possibili, per ottenere i valori di coppia necessari per almeno emulare le prestazioni del Laevo, sono necessari attuatori che forniscano valori di forza di circa 200 N, con un valore massimo di 220 N a 20° di flessione (Fig. 3.16).

Nella seconda configurazione è possibile ridurre i valori di forza richiesti al motore, con un valore massimo di 196 N a 90° di flessione (Fig. 3.17).

Dopo un'analisi dei motori presenti sul mercato e dopo contatti con vari fornitori, gli attuatori selezionati con valori di forza accettabili e con pesi e ingombri plausibili per la nostra applicazione sono stati scartati a causa dell'eccessivo surriscaldamento; a causa di questo problema gli attuatori riescono a garantire dei valori

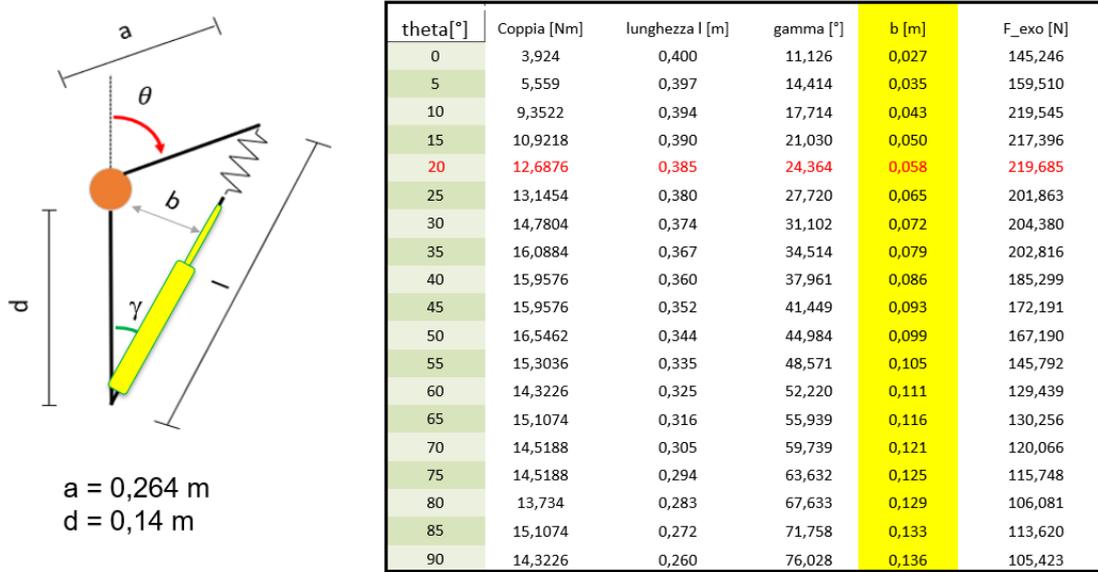


Figura 3.16. Forza richiesta all'attuatore nella prima configurazione

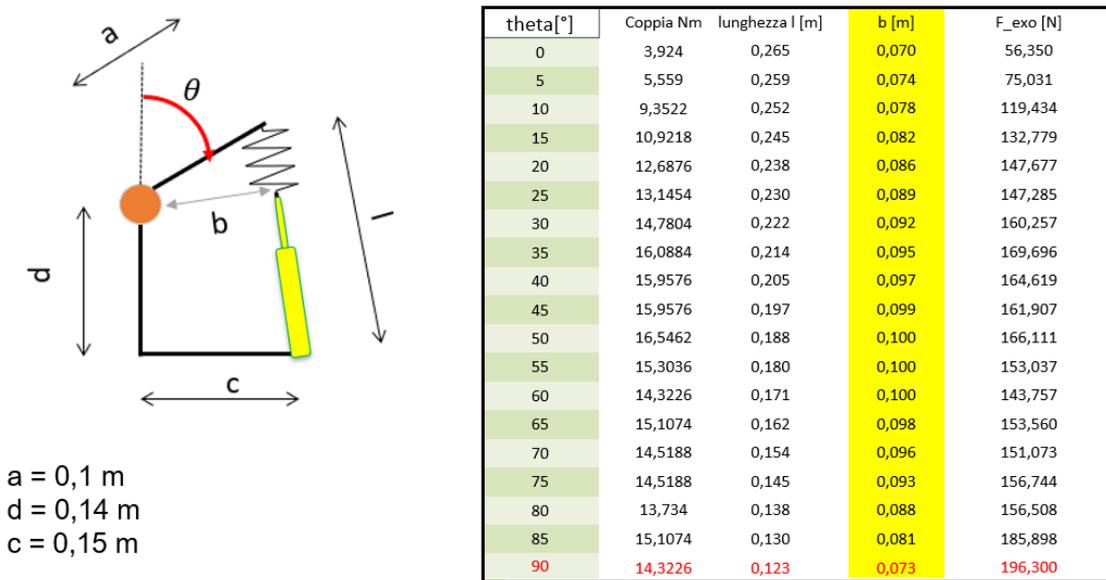


Figura 3.17. Forza richiesta all'attuatore nella seconda configurazione

di forza plausibili solo per qualche secondo, dopo i quali è necessario raffreddare l'attuatore prima di poterlo riutilizzare. Quindi, a causa di queste problematiche riscontrate nell'individuazione di un attuatore lineare idoneo, risulta necessario orientarsi sulla soluzione con attuatori rotativi descritta nel prossimo capitolo.

# Capitolo 4

## Attuazione con attuatore rotativo

### 4.1 Schemi funzionali

Utilizzando gli attuatori rotativi sono possibili due diverse soluzioni, una con il motore posizionato sullo stesso asse della cerniera ed un'altra con il motore posizionato su un asse diverso.

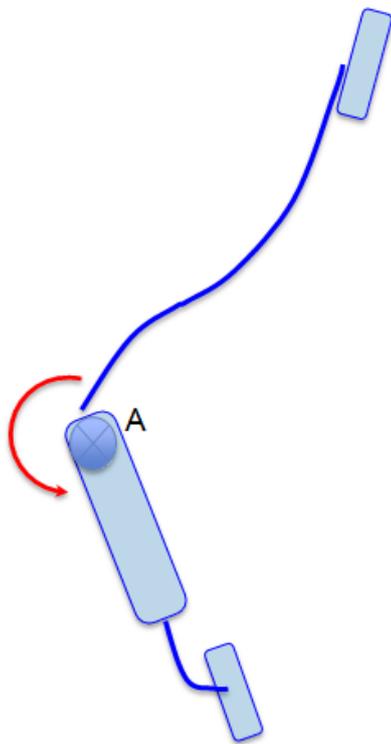
#### 4.1.1 Prima configurazione

La soluzione con motore posizionato sulla cerniera A (Fig. 4.1), consente di facilitare la progettazione dell'attuazione ma, di contro, necessita di un motore capace di erogare un valore di coppia maggiore. In particolare, considerando la prova effettuata sul Laevo con angolo di ingaggio  $0^\circ$ , i valori di coppia richiesti al motore sono quelli in Fig. 4.1 con un massimo di 16,55 Nm.

#### 4.1.2 Seconda configurazione

La configurazione con motore posto su un asse diverso rispetto a quello della cerniera (Fig. 4.2) consente di utilizzare un motore con una coppia e un peso inferiori, complicando, però, la progettazione del sistema. All'aumentare del rapporto di trasmissione  $\tau$  considerato, la coppia richiesta al motore diminuisce. In particolare, considerando un rapporto di trasmissione pari a 3, la coppia motrice assume i valori in Fig. 4.2, con un massimo di 5,52 Nm.

Nonostante la prima configurazione sia la più semplice da progettare, i vincoli di peso e di ingombro dell'esoscheletro portano a tenere in considerazione maggiormente la seconda, che da un lato permette di prendere in considerazione motori più leggeri, ma dall'altro necessita di un sistema di trasmissione di potenza dal motore all'asse della cerniera. Nei prossimi paragrafi, quindi, si svilupperà la seconda configurazione con la scelta del motore e i dimensionamenti necessari.



Angolo		Coppia motrice
[°]	[rad]	[Nm]
0	0,00	3,92
5	0,09	5,56
10	0,17	9,35
15	0,26	10,92
20	0,35	12,69
25	0,44	13,15
30	0,52	14,78
35	0,61	16,09
40	0,70	15,96
45	0,79	15,96
50	0,87	16,55
55	0,96	15,30
60	1,05	14,32
65	1,13	15,11
70	1,22	14,52
75	1,31	14,52
80	1,40	13,73
85	1,48	15,11
90	1,57	14,32

Figura 4.1. Prima configurazione con attuatore rotativo e valori di coppia motrice necessari

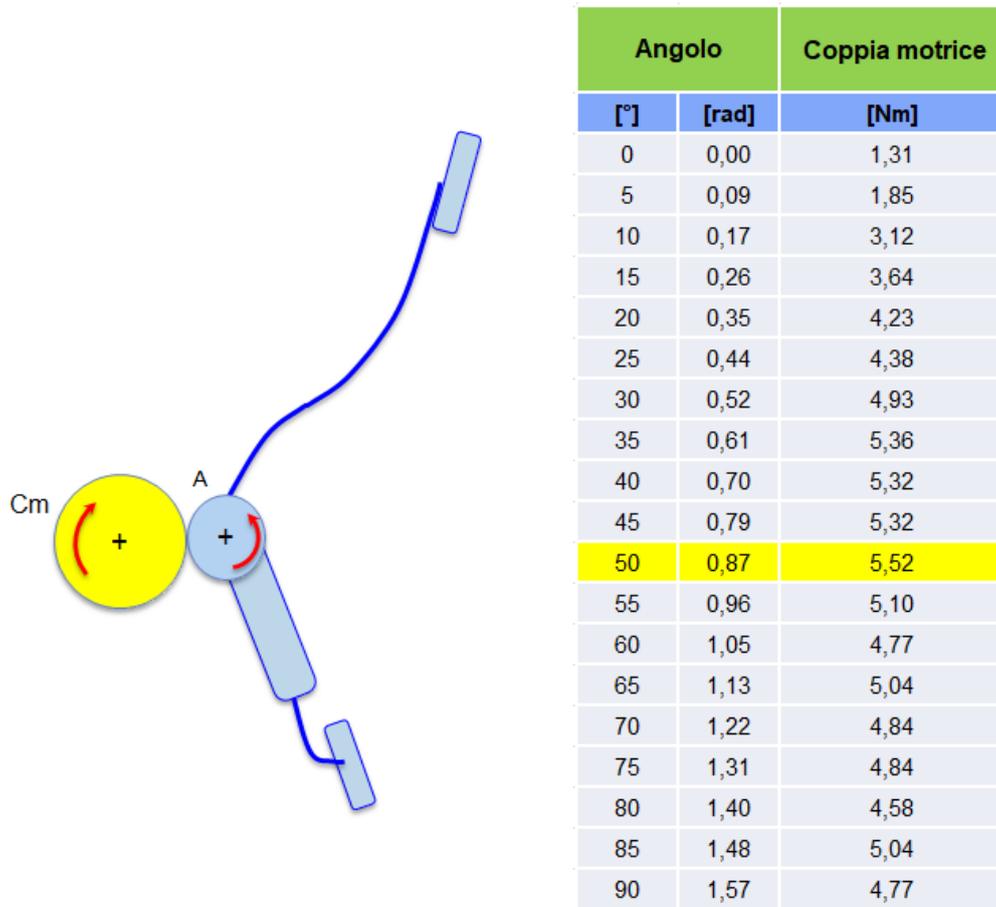


Figura 4.2. Seconda configurazione con attuatore rotativo e valori di coppia motrice necessari con rapporto di trasmissione pari a 3

## 4.2 Obiettivi da raggiungere nella progettazione

- Coppia massima alla cerniera di 20 Nm;
- Peso totale non superiore a 6 kg; nel peso non vengono incluse le batterie poichè il prototipo verrà collegato direttamente alla rete elettrica e non vengono incluse la scheda di controllo e il driver del motore poichè non verranno gestite a bordo del sistema.
- Dimensionamento di un elemento elastico che permetta di:
  - ridurre l'impedenza meccanica;
  - sopperire ai ritardi dinamici del sistema;
  - compiere i primi 20° di flessione senza l'intervento di regolazione del motore. Questo permette di far intervenire il motore solo quando c'è una reale intenzione di flessione, ossia superati i 20°;
  - far aderire in maniera ottimale il pad pettorale al petto attraverso un precarico.

## 4.3 Scelta motore

Partendo dalle considerazioni sulla seconda configurazione, la scelta è ricaduta sul motoriduttore Robodrive RD50x08-HD le cui specifiche sono elencate in Fig. 4.4. Il punto di forza del motoriduttore è il peso di soli 890 g con un coppia nominale erogabile di 7,8 Nm; ha una potenza di 155 W con una velocità massima di 55 rpm e presenta un encoder magnetico integrato.



Figura 4.3. Motoriduttore Robodrive

	RD50×08-HD
Power P [W]	155
Rated output torque $T_r$ [Nm]	7.8
Peak output torque $T_{max}$ [Nm]	28
Output speed $n_{max}$ [rpm]	55
Gear ratio	1:100
Weight m [g]	890
Rated voltage $U_r$ [V]	48
Rated current $I_r$ [A]	1.95
Torque constant $k_T$ [Nm/A]	0.057
Terminal resistance $R_{TT}$ [mΩ]	552
Terminal inductance $L_{TT}$ [μH]	720
Number of pole pairs	10
Sensor type	Magnetic encoder
Rotor inertia J [kgcm <sup>2</sup> ]	0.049

Figura 4.4. Specifiche motoriduttore Robodrive RD50x08-HD

## 4.4 Dimensionamento sistema di trasmissione di potenza

Per applicare la coppia necessaria sull'asse della cerniera, è necessario prevedere un sistema di trasmissione di potenza. Dal momento che non è conveniente ai fini dell'ingombro totale implementare un sistema di trasmissione classico ad ingranaggi, la scelta è ricaduta su una trasmissione a cinghia dentata con due pulegge posizionate una sul lato motore e l'altra sul lato cerniera. Considerando la velocità massima non elevata del motore e la necessità di trasferire potenza con pesi e ingombri il più ridotti possibile, è stata selezionata la nuova linea di cinghie e pulegge dentate RPP a profilo parabolico<sup>16</sup> (Fig. 4.5). Il profilo parabolico delle cinghie RPP si differenzia dal profilo tradizionale in quanto presenta un angolo di pressione  $\alpha$  non più costante ma crescente dalla base alla testa del dente. Questa caratteristica

<sup>16</sup><http://www.poggispa.com/prod-dett-IT.asp?id=4>

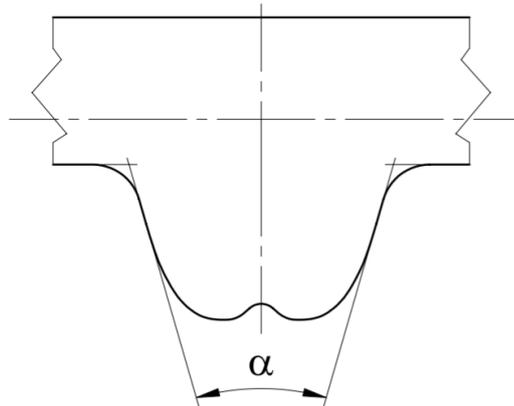


Figura 4.5. Profilo RPP

permette di utilizzare un dente più “profondo” a parità di passo, rispetto ad altri sistemi attuali. La forma parabolica e la profondità del dente producono i seguenti vantaggi:

- riduzione dell’interferenza causata durante l’ingranamento dalle punte di coppia e dalla relativa usura del dente;
- riduzione della rumorosità di funzionamento;
- aumento della resistenza al salto del dente;
- aumento della resistenza del dente agli sforzi di taglio;
- aumento delle coppie trasmissibili;
- riduzione della tensione di montaggio.

La cinghia RPP è caratterizzata dalla seguente struttura (Fig. 4.6):

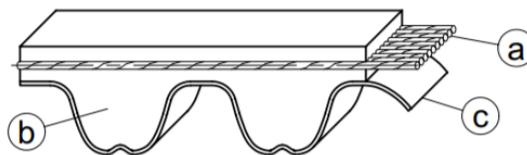


Figura 4.6. Struttura cinghia dentata RPP

- a) Costituisce l’anima della cinghia e sopporta interamente i carichi. È composto da inserti in fibra di vetro, avvolti a spirale per l’intera larghezza della cinghia.

Questo sistema di costruzione prevede che il senso di ritorcitura degli inserti non sia costante ma alternato nelle due direzioni. Le caratteristiche essenziali sono:

- elevato carico di rottura;
- spiccata resistenza alle flessioni ripetute;
- inestensibilità;
- ottimo ancoraggio al corpo della cinghia.

b) Il corpo e i denti della cinghia, nel quale sono ancorati gli inserti resistenti, sono in mescola policloroprenica di opportuna durezza ed elasticità. Le caratteristiche essenziali sono:

- eccezionale resistenza alla fatica;
- spiccata resistenza al calore ed agli agenti ambientali;
- buona resistenza agli olii lubrificanti;
- indeformabilità nel tempo.

c) I denti della cinghia sono rivestiti con un tessuto di nylon, fortemente ancorato al corpo. La superficie a contatto con le pulegge è dotata di elevato potere autolubrificante. In virtù delle suddette caratteristiche è possibile ottenere:

- eccezionale resistenza all'abrasione ed alla lacerazione;
- basso coefficiente d'attrito;
- elevato rendimento della trasmissione;
- ottima durata delle pulegge e delle cinghie.

#### 4.4.1 Procedura di dimensionamento

##### Dati di progetto

- Coppia motrice = 7,8 Nm;
- Velocità di rotazione motore = 55 rpm;
- Interasse minimo = 210 mm

### Calcolo della Potenza

Considerando i valori di coppia e di velocità angolare del motore e quelli che vogliamo raggiungere sul lato cerniera, è possibile ottenere il valore di potenza da trasferire. In particolare, è opportuno considerare un rapporto di riduzione  $\tau$  pari a 2,5 per non ridurre eccessivamente il valore di velocità angolare sull'utilizzatore.

$$\tau = 2,5$$

$$C_U = C_M \cdot \tau = 19,5 \text{ Nm}$$

$$n_U = \frac{n_M}{\tau} = 22 \text{ rpm}$$

$$\omega_U = \frac{2 \pi n_U}{60} = 2,30 \text{ rad/s}$$

$$P = C_U \cdot \omega_U = 44,92 \text{ W}$$

Una velocità angolare di 22 rpm sul lato cerniera consente una flessione con una velocità di 132°/s, valore plausibilmente maggiore alla velocità di flessione umana del busto.

### Calcolo della Potenza corretta

Il calcolo della potenza corretta  $P_C$  da trasferire è possibile tramite la formula 4.1:

$$P_C = P \cdot (F_S + C_m + C_f) \quad (4.1)$$

$$F_S = 1,2$$

$$C_m = 0,3$$

$$C_f = 0,2$$

$$P_C = 44,92 \text{ W} \cdot (1,2 + 0,3 + 0,2) = 76,34 \text{ W}$$

In cui:

- $F_s$  è il fattore di servizio in funzione del tipo di motore;
- $C_m$  è il coefficiente per trasmissioni moltiplicatrici legato al rapporto di trasmissione  $\tau$  (Fig. 4.7)
- $C_f$  è il coefficiente per il tipo di funzionamento (Fig. 4.8)

$\tau$	$C_m$
1,00 + 1,24	-
1,25 + 1,74	0,1
1,75 + 2,49	0,2
2,50 + 3,49	0,3
$\geq 3,50$	0,4

Figura 4.7. Tabella coefficiente  $C_m$ 

Condizioni di servizio	$C_f$
Uso di un rullo tenditore	+ 0,2

Figura 4.8. Tabella coefficiente  $C_f$ 

### Scelta passo della cinghia

Con i valori di potenza corretta e velocità di rotazione della puleggia minore, è possibile entrare nel grafico in Fig. 4.9 per scegliere il valore del passo del cinghia. Nel nostro caso si è in una zona intermedia tra RPP3 e RPP5, ma per raggiungere i valori di potenza necessari al nostro utilizzo con pulegge di diametro non troppo elevato conviene considerare la cinghia con passo RPP5, le cui dimensioni sono riportate in Fig. 4.10.

### Scelta dei tipi di pulegge, della cinghia e determinazione dell'interasse

Conoscendo il rapporto di trasmissione  $\tau = 2,5$  è possibile scegliere il numero di denti  $Z_1$  e  $Z_2$  delle due pulegge bilanciando gli ingombri e la potenza da trasmettere. In particolare sono state individuate le seguenti pulegge:

Puleggia minore

- $Z_1 = 24$
- $d_p = 38,2$  mm

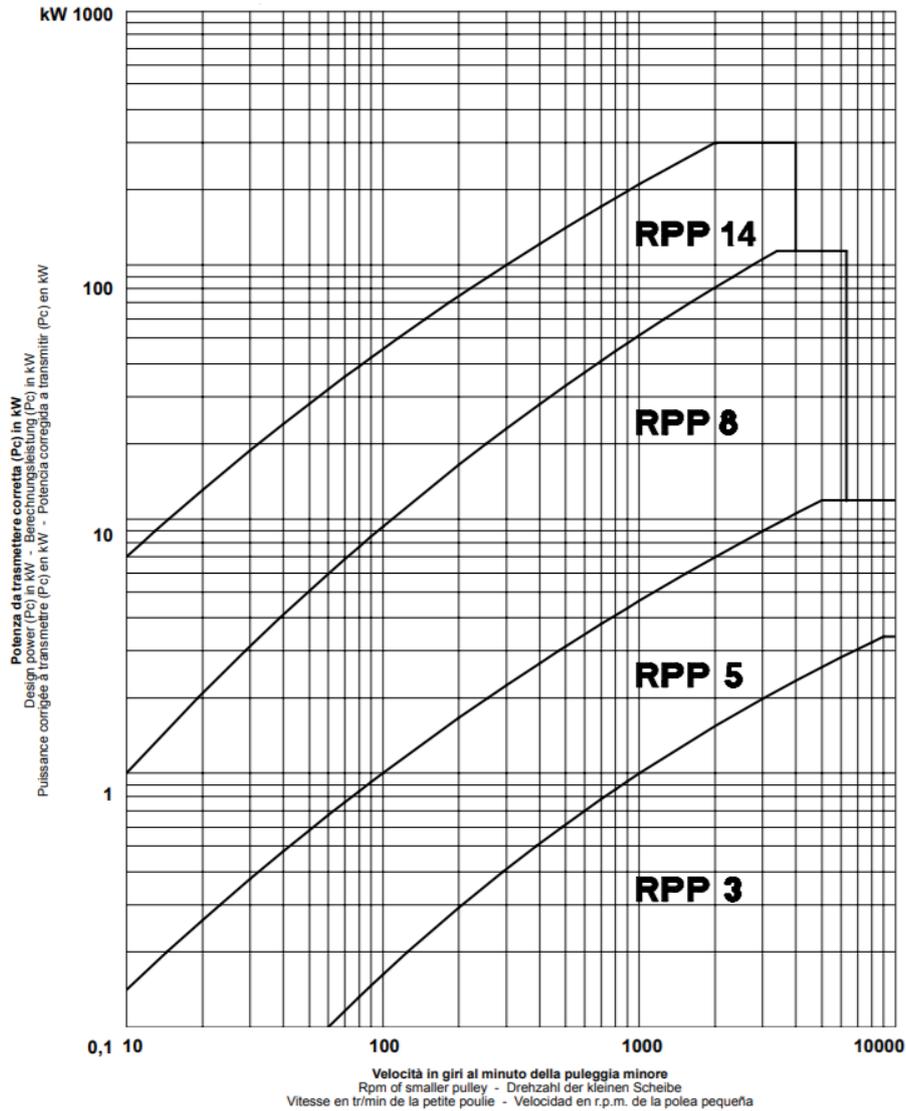


Figura 4.9. Grafico per la scelta del passo della cinghia dentata

Puleggia maggiore

- $Z_2 = 60$
- $D_p = 95,5 \text{ mm}$

Considerando un interasse teorico minimo di 210 mm, utile per poter alloggiare il motore sulla parte posteriore della schiena, si valuta la lunghezza primitiva teorica  $L_t$  della cinghia attraverso la formula 4.2:

$$L_t = 2 \cdot I_t + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot I_t} \quad (4.2)$$

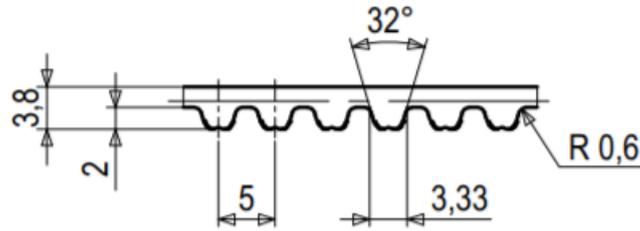


Figura 4.10. Dimensioni cinghia dentata con passo 5

Dove:

- $L_t$  = Lunghezza primitiva teorica della cinghia (mm)
- $I_t$  = Interasse teorico (mm)
- $d_p$  = Diametro primitivo della puleggia minore (mm)
- $D_p$  = Diametro primitivo della puleggia maggiore (mm)

Quindi:

$$L_t = 2 \cdot 210 + 1,57 \cdot (95,5 + 38,2) + \frac{(95,5 - 38,2)^2}{4 \cdot 210} = 633,81 \text{ mm}$$

Lo sviluppo scelto, di produzione standard a catalogo, ha una lunghezza effettiva  $L_e$  pari a 635 mm e, di conseguenza, l'interasse effettivo  $I_e$  è dato dalla formula 4.3:

$$I_e = I_t + \frac{L_e - L_t}{2} \quad (4.3)$$

Dove:

- $I_e$  = Interasse effettivo (mm)
- $L_e$  = Lunghezza primitiva effettiva della cinghia (mm)

Quindi:

$$I_e = 210 + \frac{635 - 633,81}{2} = 210,6 \text{ mm}$$

**Determinazione dei denti in presa sulla puleggia minore**

Il numero dei denti in presa sulla puleggia minore è dato dalla formula 4.4:

$$z_t = \left[ 0,5 - \frac{4 \cdot p}{79 \cdot I} \cdot (Z_2 - Z_1) \right] \cdot Z_1 \quad (4.4)$$

Dove:

- $z_t$  = Numero dei denti in presa sulla puleggia minore
- $p$  = Passo della puleggia (mm)
- $I$  = Interasse (mm)
- $Z_2$  = Numero dei denti della puleggia maggiore
- $Z_1$  = Numero dei denti della puleggia minore

Quindi:

$$z_t = \left[ 0,5 - \frac{4 \cdot 5}{79 \cdot 210,6} \cdot (60 - 24) \right] \cdot 24 = 10,96$$

**Determinazione della potenza base trasmissibile  $P_b$** 

La potenza base trasmissibile  $P_b$  viene determinata in funzione del numero di denti e della velocità di rotazione della puleggia minore. Nel nostro caso:

$$Z_1 = 24$$

$$n_1 = 55 \text{ rpm}$$

Dalla tabella N. 7/B del catalogo Poggi otteniamo:

$$P_b = 33,25 \text{ W}$$

**Determinazione della potenza utile trasmessa  $P_t$** 

Scegliendo una cinghia di larghezza 25 mm, per ottenere la potenza utile trasmessa  $P_t$  è necessario utilizzare la formula 4.5:

$$P_t = P_b \cdot C_L \cdot C_d \cdot L_f \quad (4.5)$$

$$C_L = 3,48$$

$$C_d = 1$$

$$L_f = 1$$

$$P_t = 33,25 \cdot 3,48 \cdot 1 \cdot 1 = 115,71 \text{ W} > P_C = 76,34 \text{ W}$$

In cui:

- $C_L$  è il fattore di larghezza cinghia (Fig. 4.11)
- $C_d$  è il coefficiente correttivo in funzione del numero di denti in presa (Fig. 4.12)
- $L_f$  è il fattore di lunghezza sviluppo cinghia a puleggia maggiore (Fig. 4.12)

Larghezza cinghia	6	9	15	20	25	30
Fattore moltiplicazione	0,53	1,00	1,93	2,71	3,48	4,26

Figura 4.11. Tabella coefficiente  $C_L$

Numero di denti in presa	$C_d$
$\geq 6$	1,0
5	0,8
4	0,6
3	0,4
2	0,2

RPP 5	
Sviluppo	$L_f$
$\leq 440$	0,80
441 + 560	0,90
561 + 800	1,00
801 + 1100	1,10
> 1100	1,20

Figura 4.12. Tabelle coefficienti  $C_d$  e  $L_f$

La trasmissione è accettabile in quanto il valore della potenza utile trasmessa  $P_t$  è superiore al valore della potenza corretta  $P_c$  di circa il 50%.

### Riepilogo componenti dimensionati

In Tabella 4.1 vengono riportati i componenti dimensionati e in Fig. 4.13 il disegno 3D della trasmissione.

**Riepilogo componenti**

Componente	Codice	Peso	Materiale	Marca
Cinghia dentata	635 RPP 5-25	0,0638 kg	Neoprene	Poggi
Puleggia minore	24 RPP 5-25-6F	0,250 kg	Acciaio	Poggi
Puleggia maggiore	60 RPP 5-25-6W	0,430 kg	Alluminio	Poggi

Tabella 4.1. Riepilogo componenti trasmissione di potenza

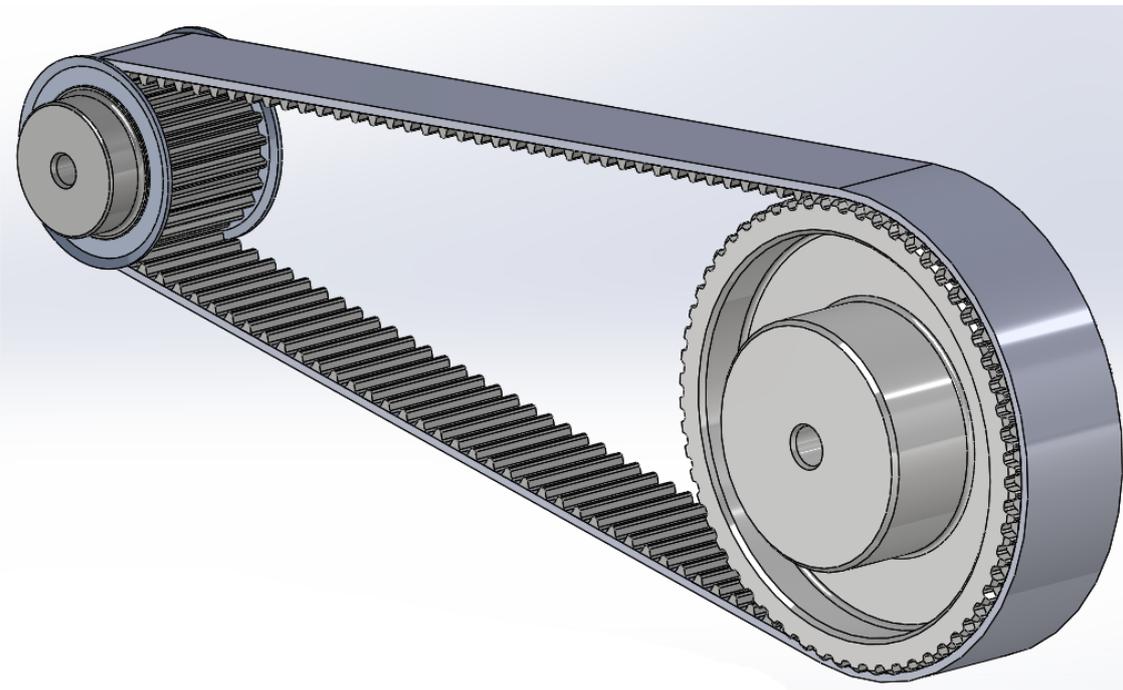


Figura 4.13. Trasmissione di potenza con cinghia dentata

## 4.5 Dimensionamento alberi

### 4.5.1 Albero veloce

Considerando l'albero veloce collegato al rotore del motore, su di esso agisce un momento torcente dovuto alla coppia erogata dal motore e un momento flettente dovuto alla presenza della puleggia. In particolare, utilizzando come sistema di riferimento quello in Figura 4.14, la forza tangenziale  $F_t$  e la forza radiale  $F_r$ , considerando la condizione peggiore in cui un solo dente della puleggia trasmetta tutta la coppia motrice, sono date dalle Eq. 4.6 e 4.7.

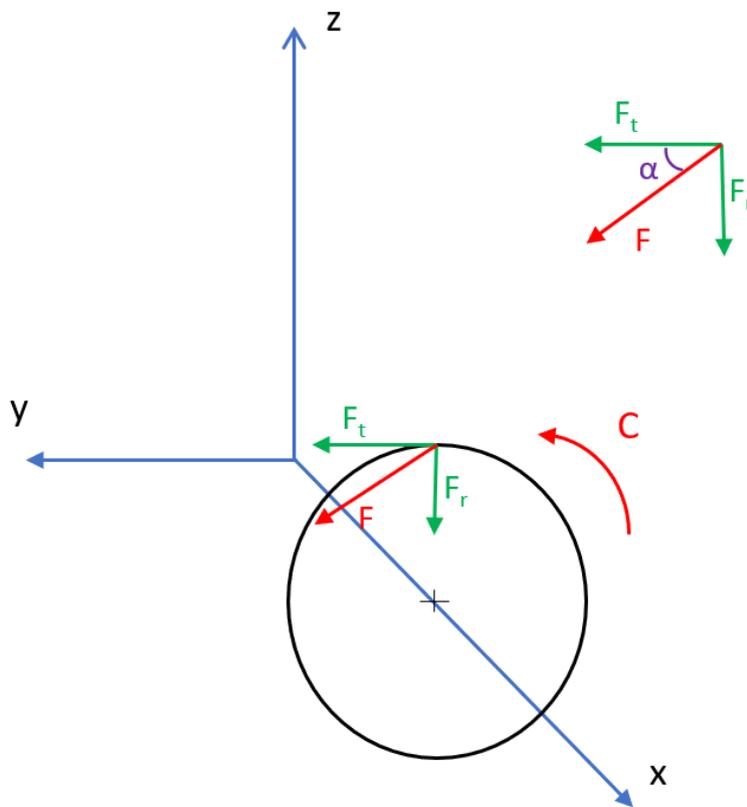


Figura 4.14. Sistema di riferimento albero veloce

$$F_t = \frac{C}{r_p} = 408,38 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$F_r = F_t \cdot \alpha = 255,18 \text{ N} \quad (4.7)$$

In cui:

- $C$  è la coppia erogata dal motore pari a 7,8 Nm;
- $r_p$  è il raggio primitivo della puleggia minore pari a 19,1 mm;
- $\alpha$  è l'angolo di pressione dovuto alla cinghia dentata pari a  $32^\circ$ .

### Piano x-y

Considerando il piano x-y e che la reazione vincolare è esercitata solo dall'estremità C incernierata sulla piastra (Fig. 4.15) otteniamo:

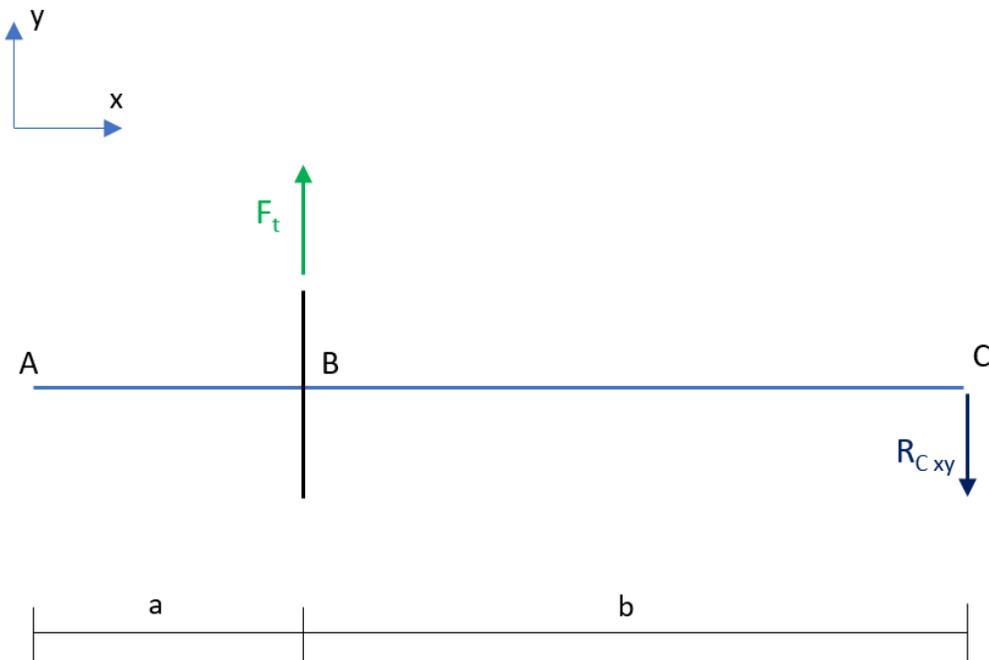


Figura 4.15. Reazioni vincolari nel piano x-y dell'albero veloce

$$R_{Cxy} = F_t = 408,38 \text{ N}$$

Il momento flettente massimo si avrà nel punto B, cioè in corrispondenza della puleggia (Fig. 4.16). In particolare, considerando:

$$a = 17 \text{ mm}$$

$$b = 33 \text{ mm}$$

Otteniamo il momento flettente  $M_{f_{Bxy}}$ :

$$M_{f_{Bxy}} = R_{Cxy} \cdot b = -13,47 \text{ Nm}$$

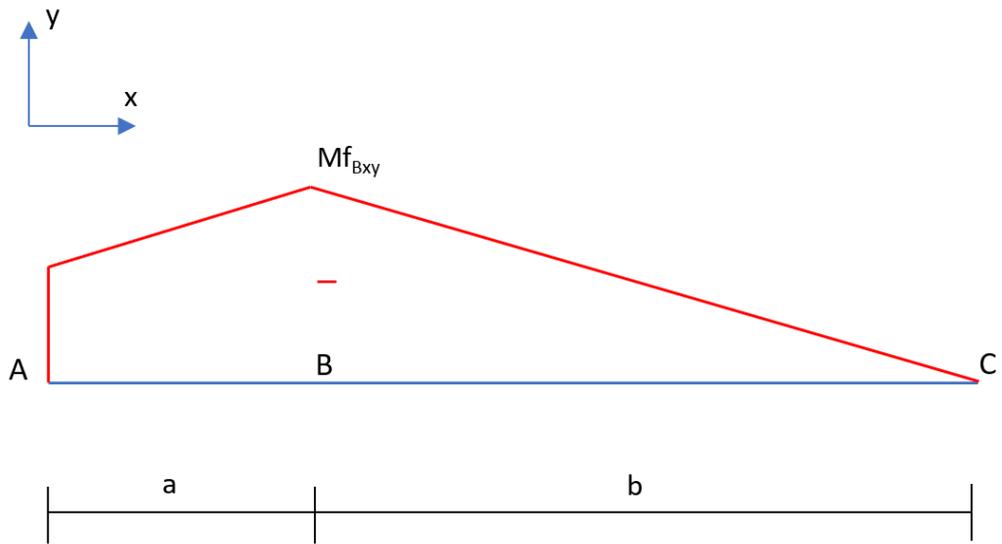


Figura 4.16. Diagramma del momento flettente nel piano x-y dell'albero veloce

**Piano x-z**

Considerando il piano x-z (Fig. 4.17) otteniamo la reazione vincolare:

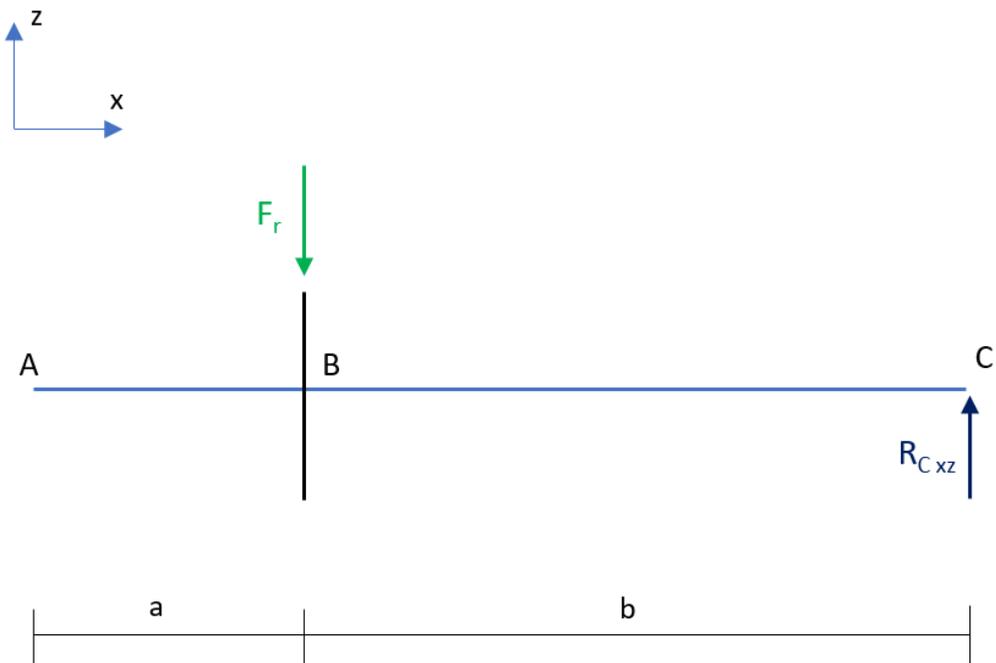


Figura 4.17. Reazioni vincolari nel piano x-z dell'albero veloce

$$R_{C_{xz}} = F_r = 255,18 \text{ N}$$

Il momento flettente massimo anche in questo caso si avrà nel punto B, cioè in corrispondenza della puleggia (Fig. 4.18). Otteniamo il momento flettente  $Mf_{B_{xz}}$ :

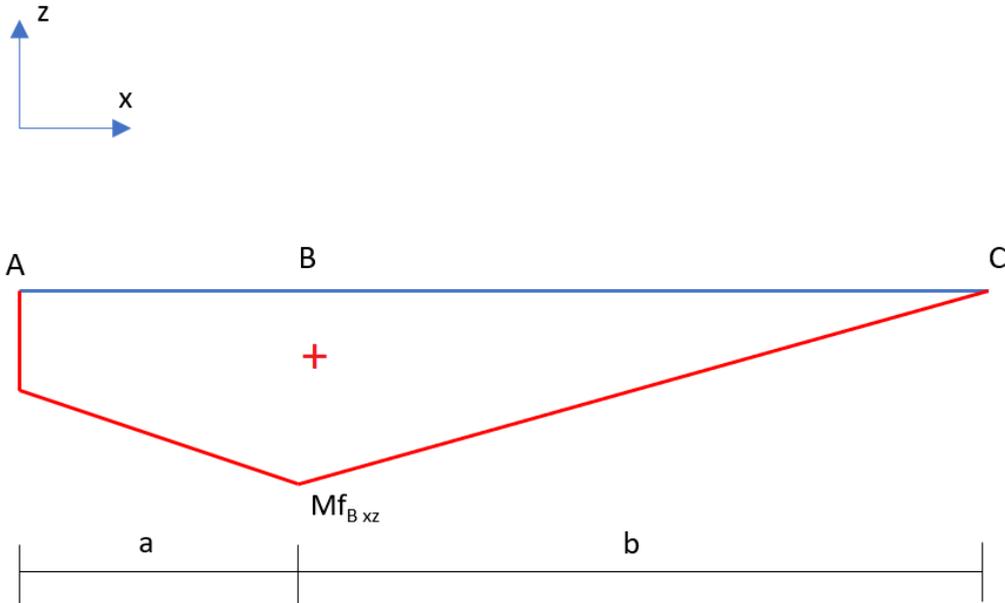


Figura 4.18. Diagramma del momento flettente nel piano x-z dell'albero veloce

$$Mf_{B_{xz}} = R_{C_{xz}} \cdot b = 8,42 \text{ Nm}$$

Il momento flettente risultante è dato dall' eq 4.8

$$Mf_{RIS} = \sqrt{Mf_{B_{xy}}^2 + Mf_{B_{xz}}^2} = \sqrt{-13,47^2 + 8,42^2} = 15,89 \text{ Nm} \quad (4.8)$$

Il momento torcente è dato dalla coppia erogata dal motore:

$$Mt = 7,8 \text{ Nm}$$

Scegliendo come materiale il 39NiCrMo3, un tipico acciaio per alberi, le cui principali caratteristiche sono elencate in Tabella 4.2 è possibile dimensionare il diametro minimo dell'albero veloce utilizzando il criterio di Von Mises per stati di sollecitazione composti (Eq. 4.9)

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{CS} = \frac{785}{1,5} = 523,3 \text{ Mpa}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{1}{\sigma_{amm}} \sqrt{\left(\frac{32 Mf_{RIS}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 Mt}{\pi}\right)^2}} = 6,95 \text{ mm} \rightarrow 10,5 \text{ mm} \quad (4.9)$$

---



---

**Caratteristiche Acciaio 39NiCrMo3**


---

Parametro	Descrizione	Valore	Unità
E	Modulo di Young	$2.1 \times 10^5$	Mpa
$\rho$	Densità di massa	$7.8 \times 10^3$	Kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_b$	Resistenza alla trazione	980	Mpa
$\sigma_s$	Resistenza allo snervamento	785	Mpa

---

Tabella 4.2. Caratteristiche Acciaio 39NiCrMo3

**4.5.2 Albero lento**

Considerando l'albero lento collegato lato cerniera, su di esso agisce un momento torcente dovuto alla coppia erogata dal motore moltiplicata per il rapporto di trasmissione  $\tau$  e un momento flettente dovuto alla presenza della puleggia. In particolare, utilizzando come sistema di riferimento quello in Figura 4.19, la forza tangenziale  $F_t$  e la forza radiale  $F_r$ , considerando la condizione peggiore in cui un solo dente della puleggia trasmetta tutta la coppia, sono date da:

$$F_t = \frac{C \tau}{R_p} = 408,4 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \alpha = 255,18 \text{ N}$$

In cui:

- C è la coppia erogata dal motore pari a 7,8 Nm;
- $\tau$  è il rapporto di trasmissione pari a 2,5;
- $R_p$  è il raggio primitivo della puleggia maggiore pari a 47,75 mm;
- $\alpha$  è l'angolo di pressione dovuto alla cinghia dentata pari a 32°.

**Piano x-y**

Considerando il piano x-y e che la reazione vincolare è esercitata solo dall'estremità C incernierata sulla piastra (Fig. 4.20) otteniamo:

$$R_{Cxy} = F_t = 408,38 \text{ N}$$

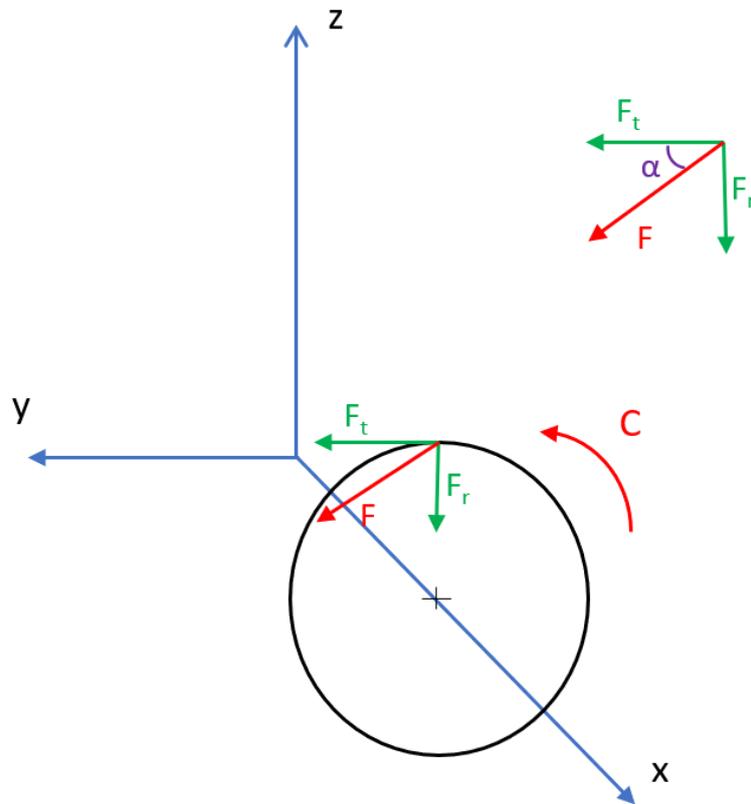


Figura 4.19. Sistema di riferimento albero lento

Il momento flettente massimo si avrà nel punto B, cioè in corrispondenza della puleggia (Fig. 4.21). In particolare, considerando:

$$a = 17 \text{ mm}$$

$$b = 64 \text{ mm}$$

Otteniamo il momento flettente  $Mf_{Bxy}$ :

$$Mf_{Bxy} = R_{Cxy} \cdot b = -26,14 \text{ Nm}$$

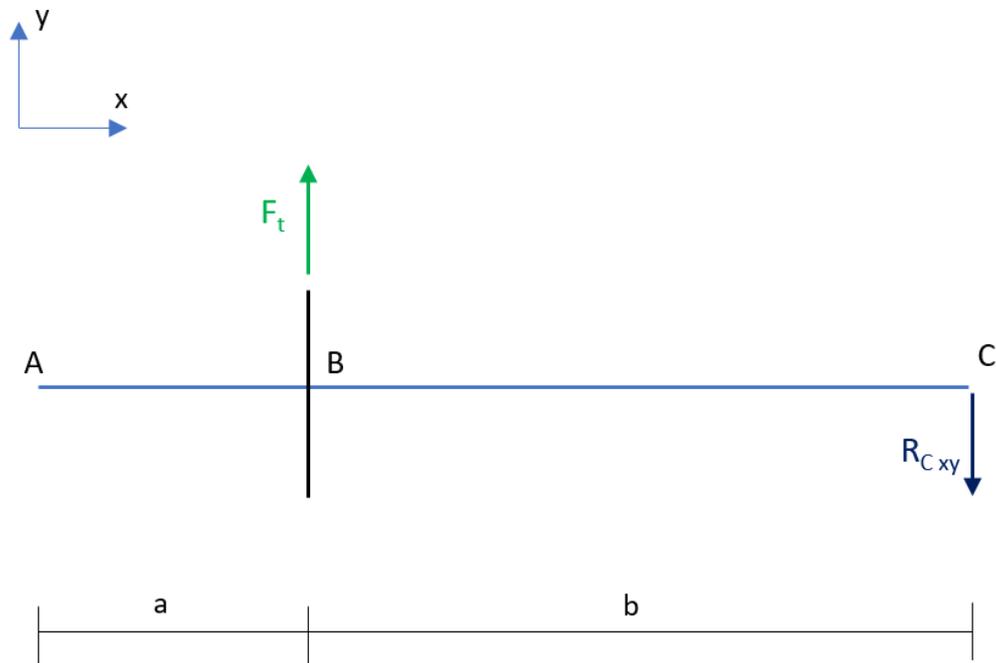


Figura 4.20. Reazioni vincolari nel piano x-y dell'albero lento

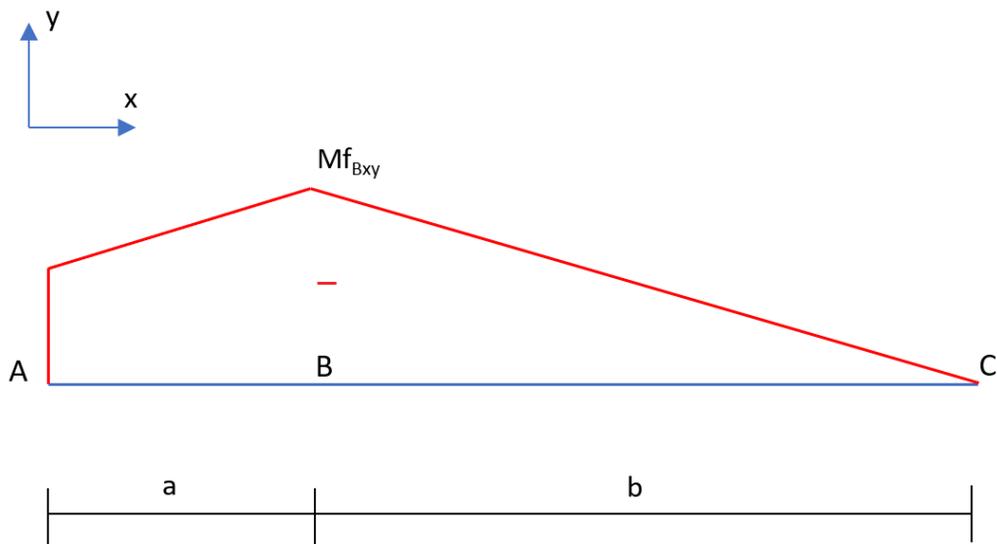


Figura 4.21. Diagramma del momento flettente nel piano x-y dell'albero lento

**Piano x-z**

Considerando il piano x-z (Fig. 4.22) otteniamo la reazione vincolare:

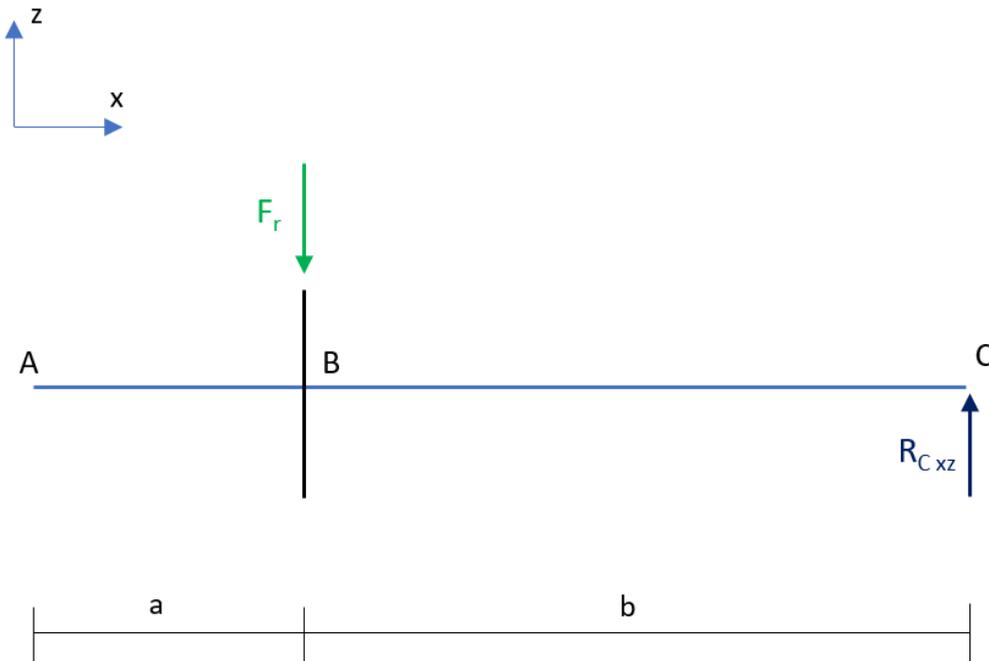


Figura 4.22. Reazioni vincolari nel piano x-z dell'albero lento

$$R_{Cxz} = F_r = 255,18 \text{ N}$$

Il momento flettente massimo anche in questo caso si avrà nel punto B, cioè in corrispondenza della puleggia (Fig. 4.23). Otteniamo il momento flettente  $Mf_{Bxz}$ :

$$Mf_{Bxz} = R_{Cxz} \cdot b = 16,33 \text{ Nm}$$

Il momento flettente risultante è dato dall' eq 4.10

$$Mf_{RIS} = \sqrt{Mf_{Bxy}^2 + Mf_{Bxz}^2} = \sqrt{-26,14^2 + 16,33^2} = 30,82 \text{ Nm} \quad (4.10)$$

Il momento torcente è dato dalla coppia erogata dal motore moltiplicata per il rapporto di trasmissione  $\tau$ :

$$Mt = C \cdot \tau = 19,5 \text{ Nm}$$

Il diametro minimo dell'albero veloce utilizzando il criterio di Von Mises per stati di sollecitazione composti (Eq. 4.11):

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{1}{\sigma_{amm}} \sqrt{\left(\frac{32 Mf_{RIS}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 Mt}{\pi}\right)^2}} = 8,8 \text{ mm} \rightarrow 15 \text{ mm} \quad (4.11)$$

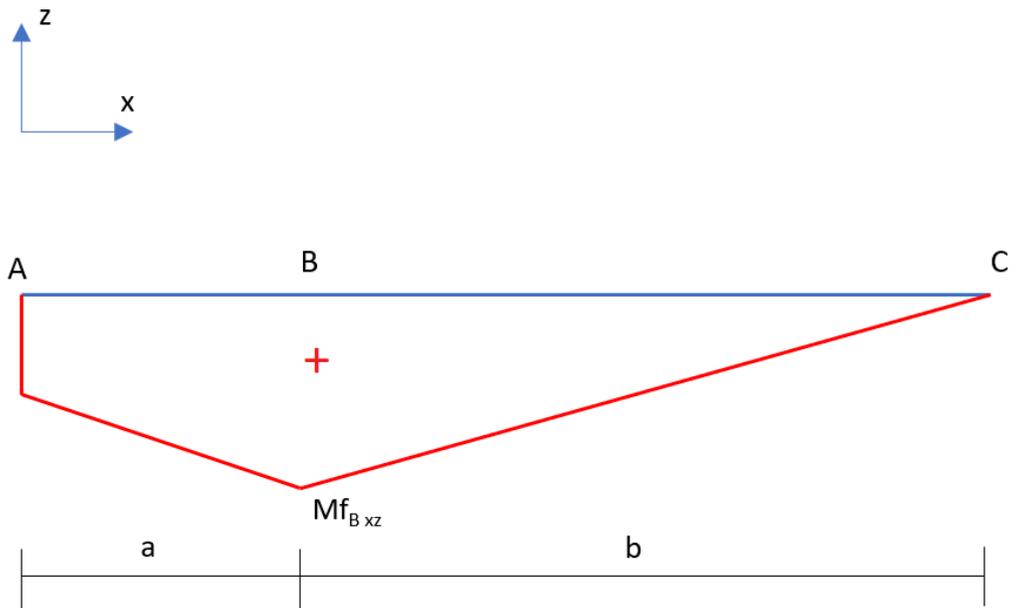


Figura 4.23. Diagramma del momento flettente nel piano x-z dell'albero lento

### Riepilogo componenti dimensionati

In Tabella 4.3 vengono riportati i diametri dei due alberi.

Riepilogo diametri alberi	
Componente	Diametro
Albero veloce	10,5 mm
Albero lento	15 mm

Tabella 4.3. Riepilogo diametri alberi

## 4.6 Dimensionamento elemento elastico

Come introdotto nel capitolo precedente nella configurazione con attuatore lineare, anche nel caso dell'attuatore rotativo è necessario inserire un elemento elastico in serie tra la puleggia sul lato cerniera e l'elemento di rotazione solidale alle torso structures e, di conseguenza, solidale alla flessione del tronco. Considerando l'obiettivo di progetto iniziale di tenere fermo il motore nei primi  $20^\circ$  di flessione del tronco, è necessario dimensionare l'elemento elastico con un determinato valore di rigidezza che mi consenta di ottenere valori plausibili di coppia. Partendo dalla caratterizzazione fatta sul Laevo con angolo di ingaggio  $0^\circ$ , esso restituisce, in corrispondenza di  $20^\circ$  di flessione, un valore di coppia di circa 13 Nm; considerando la possibilità di inserire l'elemento elastico con un certo precarico, stabiliamo che a  $20^\circ$  di flessione la molla restituisca un valore di 10 Nm, ottenendo una rigidezza torsionale di 28,65 Nm/rad (Eq. 4.12)

$$C = 10 \text{ Nm}$$

$$\theta = 20^\circ = 0,349 \text{ rad}$$

$$k_s = \frac{C}{\theta} = 28,65 \text{ Nm/rad} = 0,5 \text{ Nm/}^\circ \quad (4.12)$$

Per ottenere una molla torsionale con questo valore di rigidezza, con caratteristiche plausibili di peso e ingombro, è necessario utilizzare una molla torsionale a spirale (Fig. 4.24). Una molla torsionale a spirale è solitamente una sottile striscia ret-

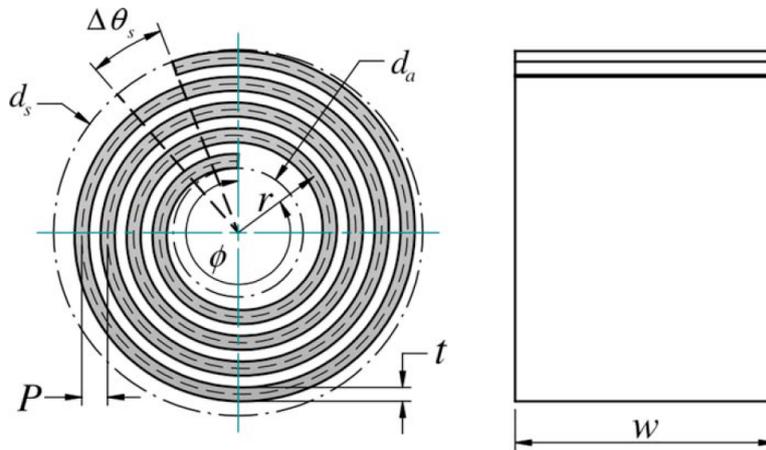


Figura 4.24. Molla torsionale a spirale

tangolare di metallo avvolta in una forma a spirale che aumenta esternamente[12]. I carichi sono applicati tangenzialmente alle estremità radiali interne o esterne e il valore di coppia restituita è legato alla differenza angolare tra i due estremi della

molla causata dal carico. Solitamente le molle di questo tipo non vengono vendute a catalogo, ma vengono prodotte su misura in base alle specifiche fornite dal cliente. In particolare le molle torsionali a spirale sono caratterizzate dalla lunghezza  $L$ , larghezza  $w$ , spessore  $t$  e passo  $P$  che rappresenta la distanza radiale tra due avvolgimenti.

Per iniziare il dimensionamento della molla è necessario scegliere il materiale con cui fabbricarla e la scelta è ricaduta su un tipico acciaio utilizzato per le molle, il 60Si2MnA, le cui principali caratteristiche sono elencate in Tabella 4.4

#### Caratteristiche Acciaio 60Si2MnA

Parametro	Descrizione	Valore	Unità
$E$	Modulo di Young	$2.06 \times 10^5$	Mpa
$\mu$	Coefficiente di Poisson	0.29	
$\rho$	Densità di massa	$7.74 \times 10^3$	Kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_b$	Resistenza alla trazione	1570	Mpa
$\sigma_s$	Resistenza allo snervamento	1370	Mpa

Tabella 4.4. Caratteristiche Acciaio 60Si2MnA

Per il calcolo della larghezza  $w$  e lunghezza  $L$ , sono necessarie le formule 4.13 e 4.14, scritte in funzione dello spessore  $t$ . Considerando uno spessore  $t$  pari a 3,5 mm e una coppia massima da ottenere di 20 Nm otteniamo:

$$w = \frac{6 \tau_s}{\sigma_s t^2} = 7,15 \text{ mm} \rightarrow 11,6 \text{ mm} \quad (4.13)$$

$$L = \frac{w t^3 E}{12 k_s} = 300 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Dove:

- $\tau_s$  è la coppia massima della molla

La larghezza  $w$  della molla è stata scelta in modo tale da ottenere, mediante la lunghezza  $L$ , un angolo di avvolgimento della spirale non troppo ridotto.

La forma a spirale, mostrata in Fig. 4.24, deve essere definita per valutare il diametro esterno  $d_s$  della molla; una spirale è caratterizzata in coordinate polari da:

$$r = a + b \phi \quad (4.15)$$

Dove:

- $\phi$  è l'angolo della spirale in radianti
- $r$  è la distanza radiale ad un dato angolo
- $a$  è l'offset iniziale della spirale, legato al diametro interno  $d_a$  su cui si andrà ad inserire l'albero dalla relazione  $a = (d_a + t)/2$
- $b$  è correlato al valore del passo  $P$  dalla relazione  $b = P/2\pi$

Considerando un diametro interno  $d_a$  di 15 mm, un passo  $P$  di 5 mm, l'Eq. 4.15 diventa:

$$r = 9,25 + 0,796 \phi$$

Per il calcolo dell'angolo di avvolgimento totale della spirale  $\phi_s$  è necessario uguagliare il valore di lunghezza dell'arco della spirale dato dall'equazione 4.16 e il valore di lunghezza  $L$  scelto dall'equazione 4.14.

$$\begin{aligned} L = -\frac{1}{2b} \left[ a \sqrt{a^2 + b^2} + b^2 \ln \left( a + \sqrt{a^2 + b^2} \right) \right. \\ \left. - (a + b \phi_s) \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \phi_s + b^2 \phi_s^2} \right. \\ \left. - b^2 \ln \left( a^2 + b^2 + 2ab \phi_s + b^2 \phi_s^2 \right) \right] = 300 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Risolta numericamente, l'Eq. 4.16 restituisce un valore di avvolgimento totale della spirale  $\phi_s$ :

$$\phi_s = 18,2 \text{ rad} = 2,9 \text{ giri}$$

Conoscendo il valore di  $\phi_s$  è possibile calcolare il diametro esterno della spirale  $d_s$  dato dall'Eq. 4.17:

$$d_s = d_a + 2t + \frac{P \phi_s}{\pi} = 51 \text{ mm} \quad (4.17)$$

La molla dimensionata è quella in Fig. 4.25.

L'estremo superiore della molla viene fissato all'elemento di rotazione solidale alla flessione del tronco attraverso un prolungamento, mentre l'estremo inferiore viene fissato all'albero solidale alla puleggia maggiore (Fig. 4.26). Nei primi 20° di flessione del tronco, tenendo bloccato il motore, la molla esercita la coppia resistente in funzione della sua torsione; superati i 20°, agendo sulla regolazione del motore, è possibile, a parità di flessione del tronco, aumentare o diminuire la torsione agendo sull'estremo interno della molla. La possibilità di governare la torsione della molla attraverso il motore, permette di ottenere valori diversi di coppia a seconda del tipo di persona che indosserà l'esoscheletro

Viene superato, dunque, uno dei limiti dell'esoscheletro passivo: l'impossibilità di regolare la reazione fornita dal sistema in funzione dell'utente che lo indossa.

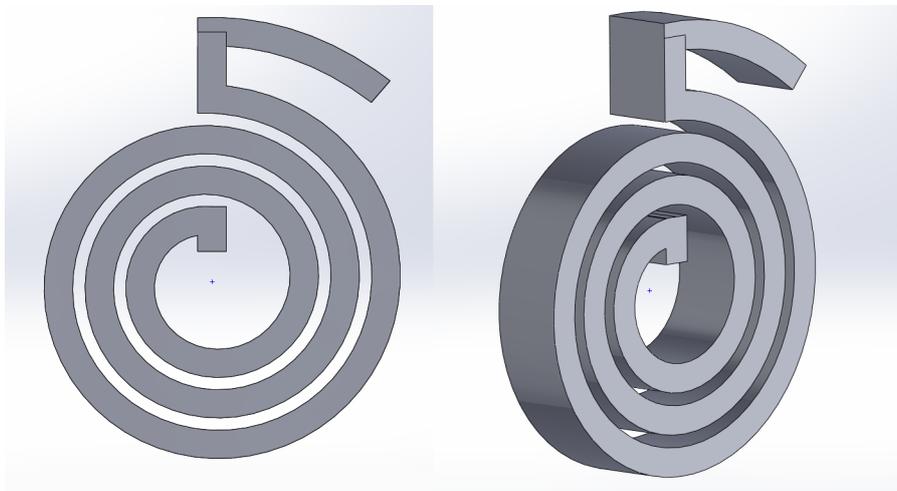


Figura 4.25. Molla torsionale a spirale dimensionata

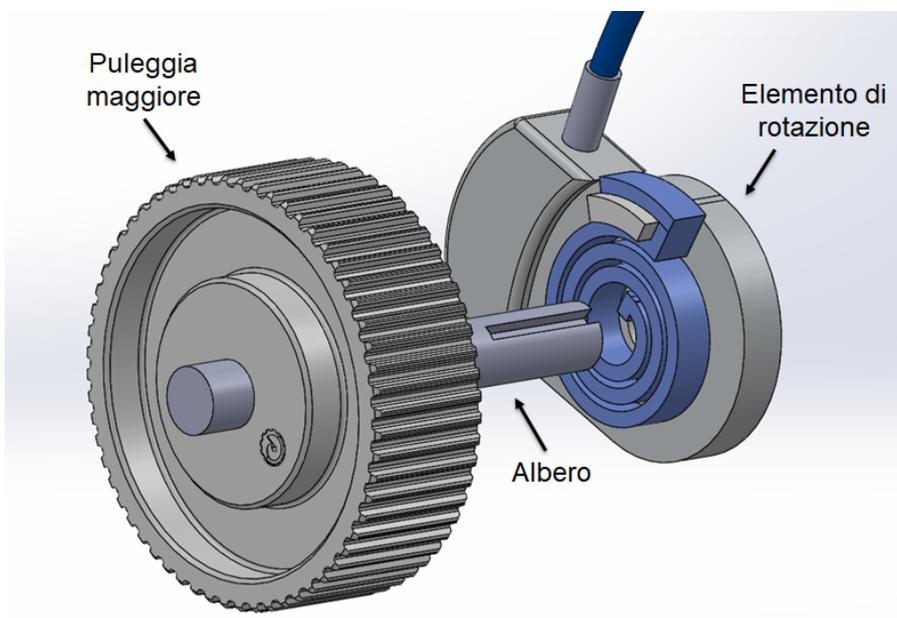


Figura 4.26. Montaggio molla torsionale a spirale

## 4.7 Diagrammi di corpo libero del sistema

Considerando i componenti motore, riduttore con rapporto di riduzione  $q$  pari a 100, trasmissione di potenza con rapporto di trasmissione  $\tau$  pari a 2,5 e l'elemento elastico con rigidezza  $k_s$  pari a 28,65 Nm/rad è possibile rappresentare i diagrammi di corpo libero del sistema (Fig. 4.27).

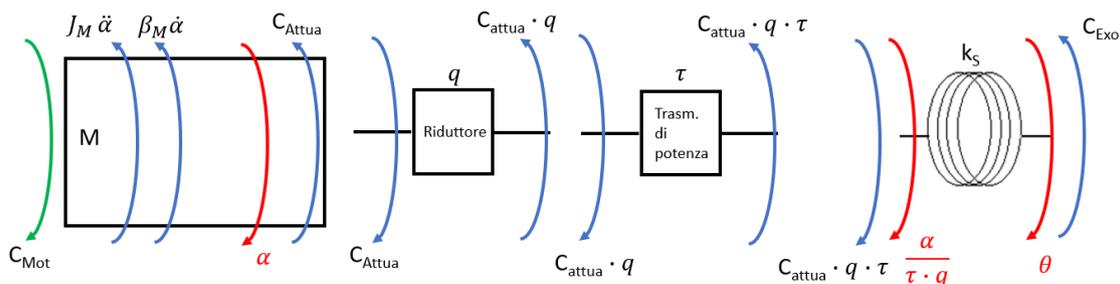


Figura 4.27. Diagrammi di corpo libero

$$C_{Mot} - C_{Attua} = J_M \ddot{\alpha} + \beta_M \dot{\alpha} \quad (4.18)$$

$$C_{Attua} \cdot q \cdot \tau \cdot \eta_I \cdot \eta_{II} = C_{exo} = k_S \left( \frac{\alpha}{\tau \cdot q} - \theta \right) \quad (4.19)$$

Dove:

- $J_M$ ,  $\beta_M$  e  $\alpha$  rappresentano rispettivamente l'inerzia, lo smorzamento e l'angolo di rotazione del motore;
- $\theta$  rappresenta l'angolo di flessione del tronco;
- $C_{exo}$  è la coppia fornita dall'esoscheletro all'utente.
- $\eta_I$  rappresenta il rendimento del riduttore;
- $\eta_{II}$  rappresenta il rendimento della trasmissione di potenza;

## 4.8 Stima coefficiente di smorzamento motore

Dal momento che il valore del coefficiente di smorzamento del motore non è presente tra le specifiche del motore, è necessario effettuare una stima considerando il valore di corrente senza carico del motore attraverso l'Eq. 4.20

$$\beta_M = \frac{k_t \cdot i_{noload}}{\omega_{noload}} \quad (4.20)$$

Dove:

- $k_t$  è la costante di coppia del motore [Nm/A];
- $i_{\text{no load}}$  è il valore di corrente senza carico in [A];
- $\omega_{\text{no load}}$  è il valore di velocità angolare senza carico del motore [rad/s].

Utilizzando i parametri del motore l'Eq. 4.20 diventa:

$$\beta_M = \frac{0,057 \cdot 1,95}{575,96} = 1,93 \cdot 10^{-4} \text{ Nm s/rad}$$

## 4.9 Trasmissibilità del sistema

La trasmissibilità  $T(s)$ , introdotta nel capitolo precedente, è definita come la funzione di trasferimento tra coppia del motore e coppia fornita dall'esoscheletro  $C_{\text{exo}}$ .

$$T(s) = \frac{C_{\text{exo}}(s)}{C_{\text{Mot}}(s)} \quad (4.21)$$

Riprendendo le Eq. 4.18 e 4.19 e trascurando i rendimenti scriviamo:

$$C_{\text{Mot}} - \frac{C_{\text{exo}}}{q \cdot \tau} = J_M \ddot{\alpha} + \beta_M \dot{\alpha}$$

$$\alpha = \left( \frac{C_{\text{exo}}}{k_S} + \theta \right) q \cdot \tau$$

Nel dominio di Laplace otteniamo:

$$C_{\text{Mot}}(s) - \frac{C_{\text{exo}}(s)}{q \cdot \tau} = J_M s^2 \alpha(s) + \beta_M s \alpha(s)$$

$$C_{\text{Mot}}(s) = \frac{C_{\text{exo}}(s)}{q \cdot \tau} + J_M s^2 \left( \frac{C_{\text{exo}}(s)}{k_S} + \theta(s) \right) q \cdot \tau + \beta_M s \left( \frac{C_{\text{exo}}(s)}{k_S} + \theta(s) \right) q \cdot \tau$$

$$C_{\text{Mot}}(s) = C_{\text{exo}}(s) \left( \frac{1}{q \cdot \tau} + \frac{J_M s^2}{k_S} \cdot q \cdot \tau + \frac{\beta_M s}{k_S} \cdot q \cdot \tau \right) + \theta(s) \left( J_M s^2 \cdot q \cdot \tau + \beta_M s \cdot q \cdot \tau \right) \quad (4.22)$$

Considerando  $\theta = 0$ , otteniamo la funzione di trasferimento della trasmissibilità (Eq. 4.23) e il relativo grafico di risposta in frequenza in Fig. 4.28

$$T(s) = \frac{C_{\text{exo}}(s)}{C_{\text{Mot}}(s)} = \frac{1}{\frac{1}{q \cdot \tau} + \frac{J_M s^2}{k_S} \cdot q \cdot \tau + \frac{\beta_M s}{k_S} \cdot q \cdot \tau} \quad (4.23)$$

Dal grafico della trasmissibilità in Fig. 4.28 si nota come per frequenze inferiori a 3 rad/s (0,5 Hz) il valore della coppia restituita dall'esoscheletro non subisce attenuazioni, mentre subisce una attenuazione di 7,9 dB ad una frequenza di 12,56 rad/s (2 Hz) e di 14,8 dB ad una frequenza di 25,13 rad/s (4 Hz).

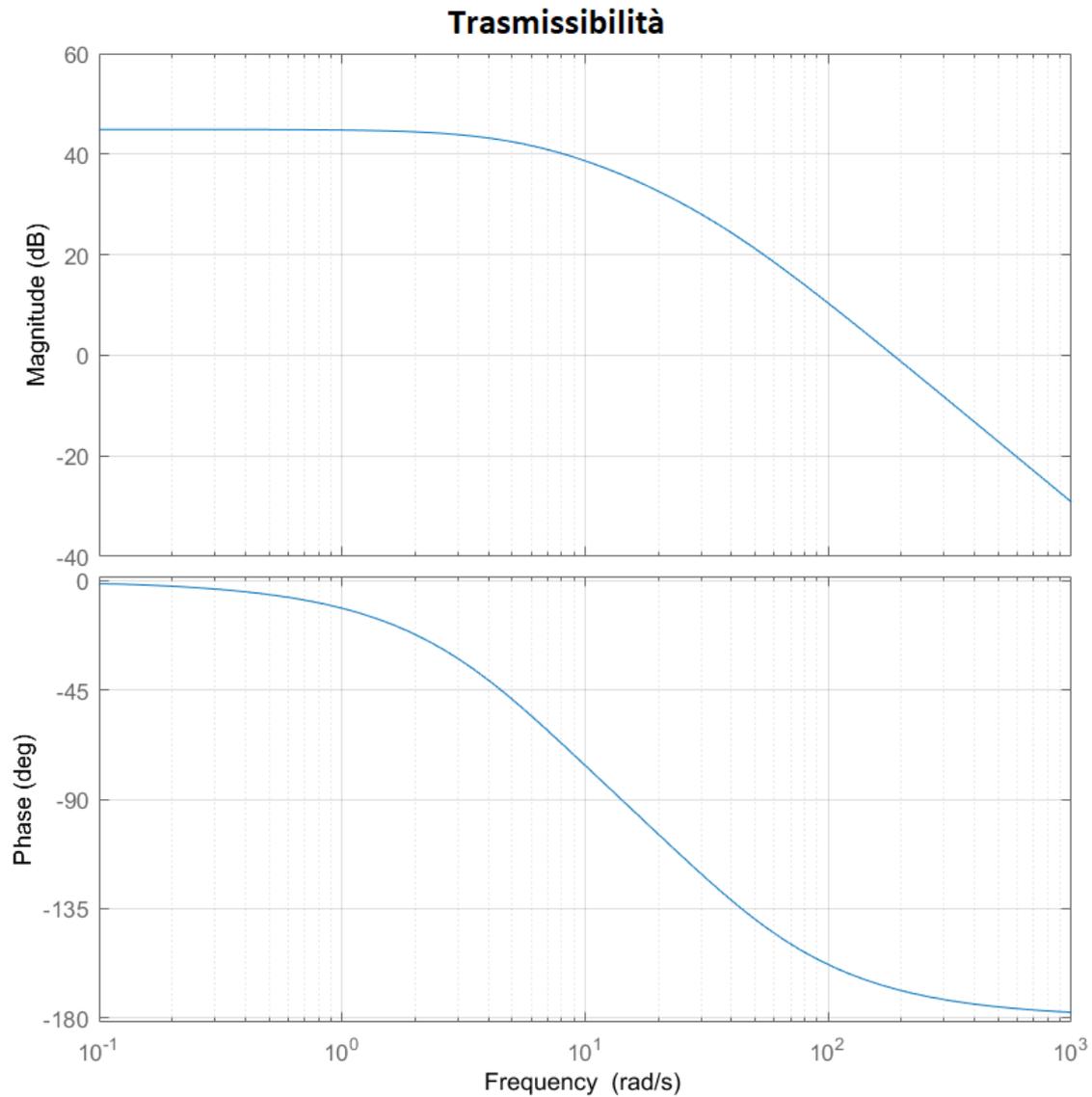


Figura 4.28. Trasmissibilità

## 4.10 Impedenza meccanica del sistema

L'impedenza meccanica  $Z(s)$  è definita come la funzione di trasferimento tra coppia fornita dall'esoscheletro  $C_{exo}$  e posizione dell'estremo della molla  $\theta$  vincolato alla flessione del tronco.

$$Z(s) = \frac{C_{exo}(s)}{\theta(s)} \quad (4.24)$$

Partendo dall'equazione 4.22 e considerando una  $C_M=0$  otteniamo la funzione di trasferimento dell'impedenza meccanica e il relativo grafico di risposta in frequenza in Fig. 4.29

$$Z(s) = \frac{C_{exo}(s)}{\theta(s)} = \frac{-(J_M s^2 \cdot q \cdot \tau + \beta_M s \cdot q \cdot \tau)}{\frac{1}{q \cdot \tau} + \frac{J_M s^2}{k_S} \cdot q \cdot \tau + \frac{\beta_M s}{k_S} \cdot q \cdot \tau} \quad (4.25)$$

Dal grafico dell'impedenza meccanica in Fig. 4.29 si nota come per valori superiori

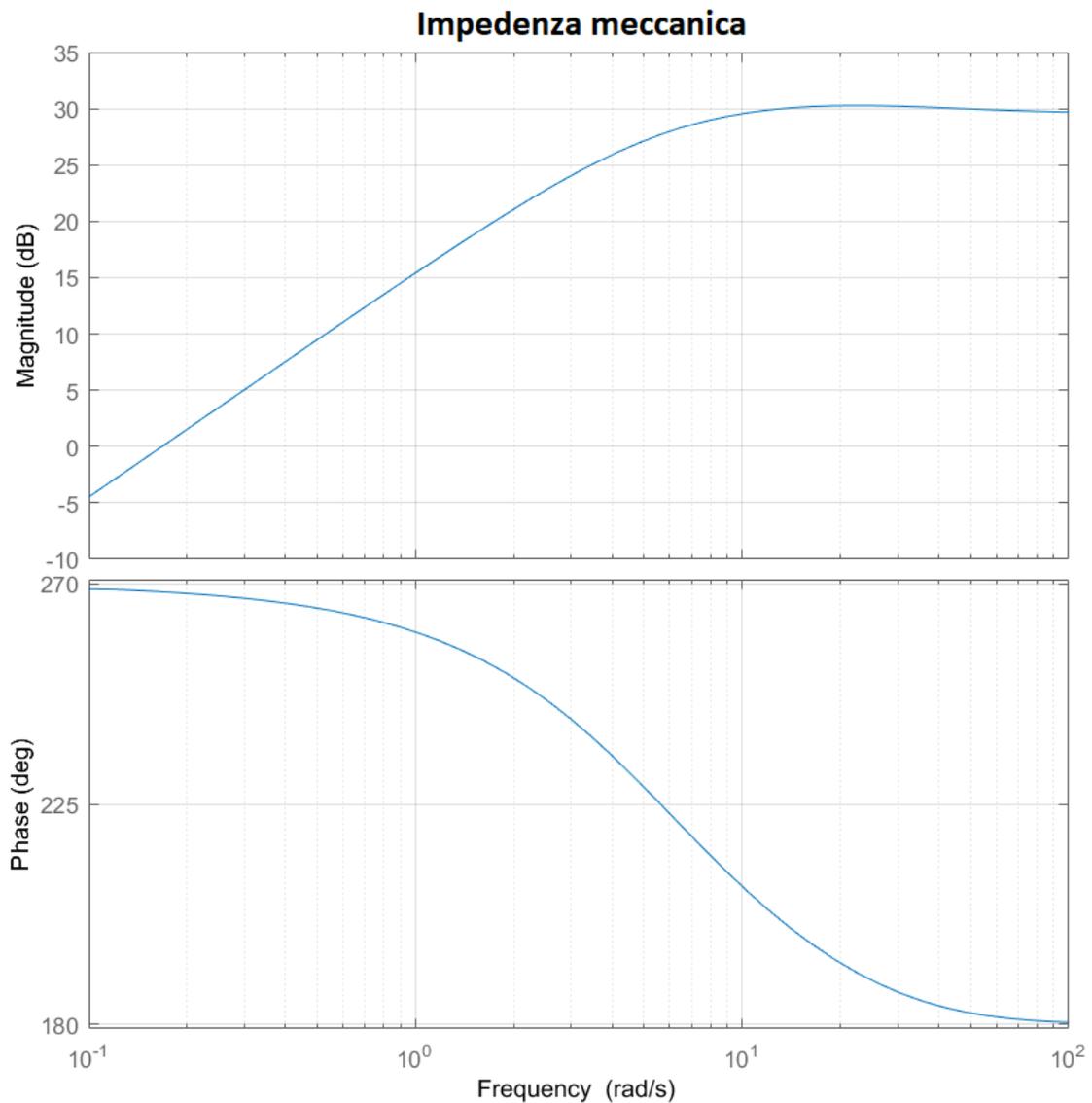


Figura 4.29. Impedenza meccanica

a 10 rad/s (1,59 Hz) l'impedenza assume asintoticamente il valore di rigidezza della

molla (Eq. 4.26)

$$20 \cdot \log(k_s) = 29,14 \text{ dB} \quad (4.26)$$

Nel grafico in Fig. 4.30 si nota come l'introduzione dell'elemento elastico in serie abbia ridotto come previsto l'impedenza meccanica del sistema alle alte frequenze rispetto ad un sistema totalmente rigido.

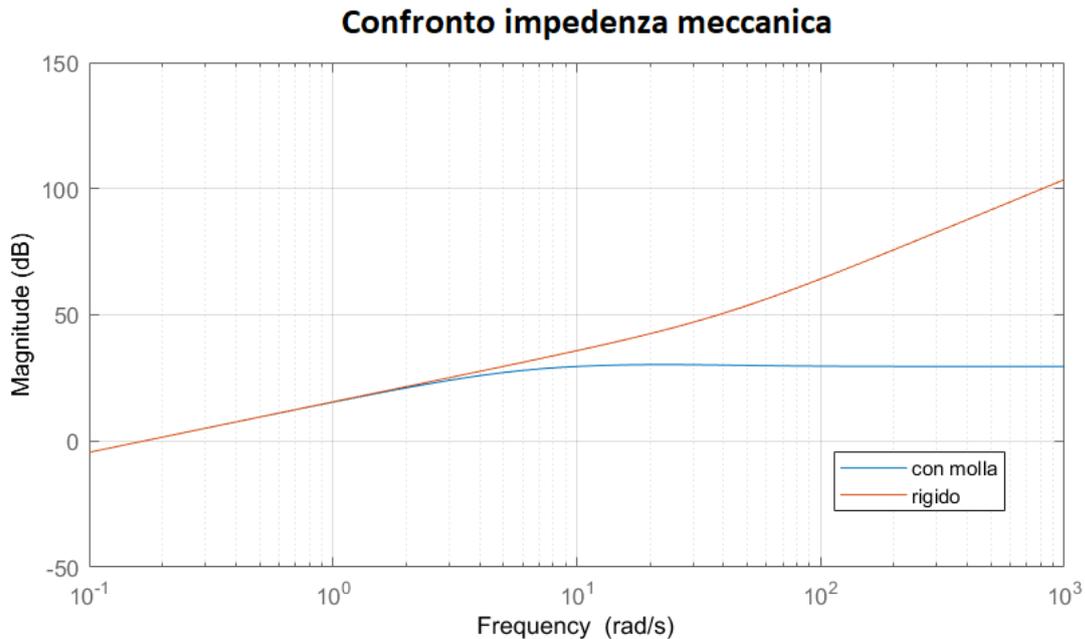


Figura 4.30. Confronto dell'impedenza meccanica tra un sistema rigido e uno con la molla

## 4.11 Schema a blocchi del sistema

### 4.11.1 Circuito RL del motore

Il classico circuito RL di un motore in corrente continua è quello in Figura 4.31 Descritto dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} V_a(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} + E(t) \\ E(t) = k_e \cdot \dot{\alpha}(t) \\ C_{Mot}(t) = k_t \cdot i(t) \end{cases}$$

In cui:

- $R$  ed  $L$  sono rispettivamente la resistenza e l'induttanza di armatura;

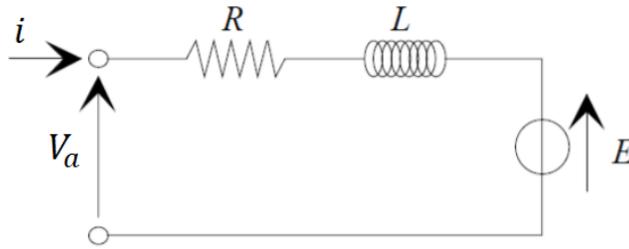


Figura 4.31. Circuito RL di un motore DC

- $V_a$  è la tensione di armatura;
- $E$  è la forza controelettromotrice;
- $k_e$  e  $k_t$  sono rispettivamente la costante di tensione e la costante di coppia del motore.

Riscrivendo le equazioni nel dominio delle trasformate di Laplace otteniamo:

$$V_a(s) = Ri(s) + sLi(s) + E(s)$$

$$i(s) = \frac{1}{sL + R} (V_a(s) - E(s))$$

Con relativo schema a blocchi (Fig. 4.32)

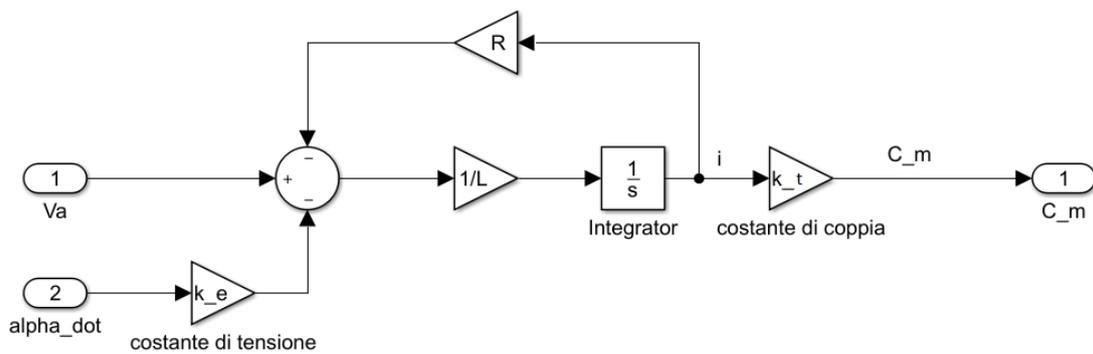


Figura 4.32. Schema a blocchi circuito RL

### 4.11.2 Dinamica del motore

Riprendendo l'Eq. 4.18 e 4.19 e riscrivendole nel dominio di Laplace otteniamo:

$$C_{Mot}(s) - \frac{C_{exo}(s)}{q \cdot \tau} = J_M s^2 \alpha(s) + \beta_M s \alpha(s)$$

$$\alpha(s) = \frac{1}{s^2 J_M + s \beta_M} \left( C_{Mot}(s) - \frac{C_{exo}(s)}{q \cdot \tau} \right)$$

Con relativo schema a blocchi (Fig. 4.33)

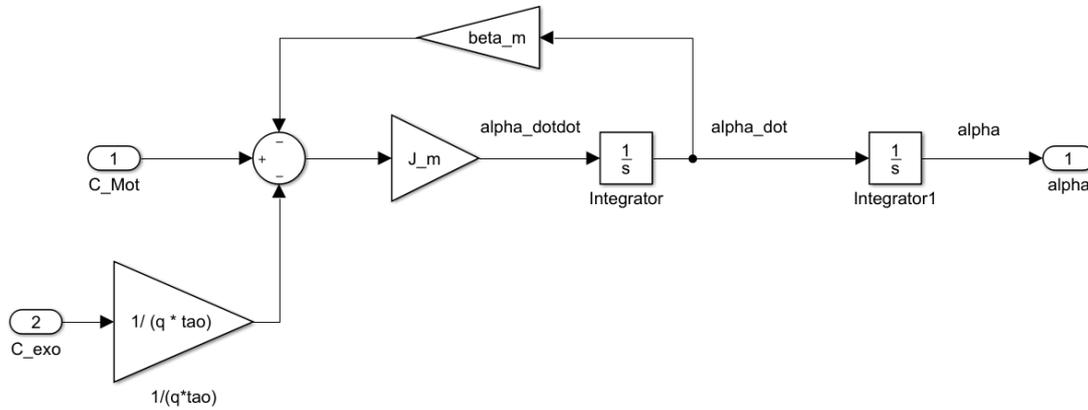


Figura 4.33. Schema a blocchi dinamica motore

### 4.11.3 Diagramma a blocchi complessivo

Inserendo nel blocchetto Simulink Lookup table dei valori di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione simili a quelli ottenuti nella caratterizzazione del Laevo (Fig. 4.34), possiamo impostare lo schema a blocchi complessivo del sistema (Fig. 4.35).

La coppia  $C_{exo}$  prodotta dal sistema viene confrontata con la coppia resistente desiderata e l'eventuale errore che si genera passa attraverso un sistema di controllo PID che restituisce un valore di tensione di armatura fornita al circuito RL del motore, da cui otteniamo il valore della corrente  $i$  e di conseguenza una Coppia motrice  $C_{Mot}$  che entra nella dinamica del motore. Dalla dinamica del motore si ottiene un valore di angolo  $\alpha$  che passa attraverso il riduttore con rapporto di riduzione  $q$  e attraverso la trasmissione di potenza con rapporto di trasmissione  $\tau$ ; da qui si ottiene il valore dell'angolo di rotazione  $\alpha/(q \tau)$  dell'albero lento collegato all'estremo interno della molla torsionale a spirale. L'estremo esterno della molla è legato alla flessione  $\theta$  dell'utente e, di conseguenza, l'angolo di torsione della molla dovuto ai due estremi, moltiplicato per la rigidezza torsionale della molla permette di ottenere un nuovo valore di  $C_{exo}$  da confrontare nuovamente con la coppia resistente desiderata fino a generare un errore zero.

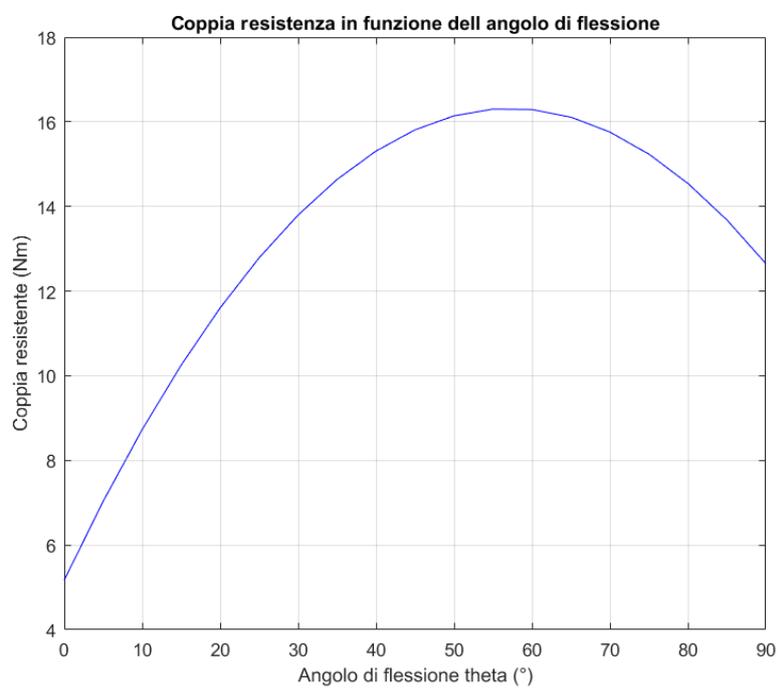


Figura 4.34. Curva di coppia resistente in funzione dell'angolo di flessione

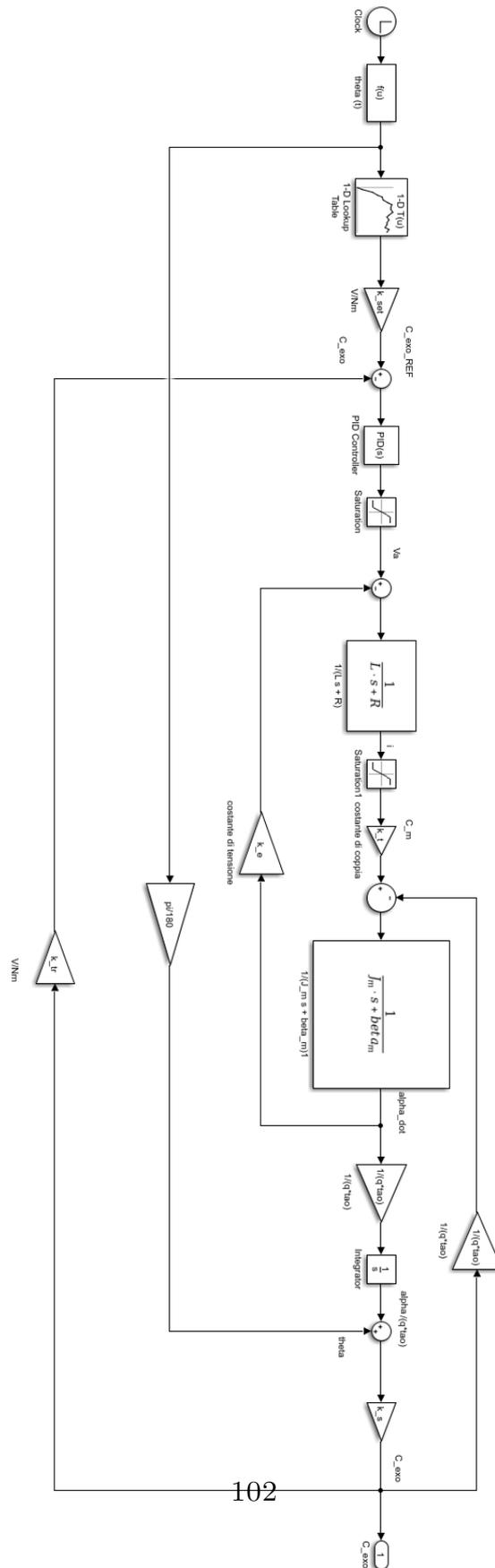


Figura 4.35. Diagramma a blocchi complessivo del sistema

## 4.12 Disegno 3D esoscheletro

In Fig. 4.36 e 4.37 sono riportate alcune viste del disegno 3D dell'esoscheletro attivo progettato. Vi è la presenza di due piastre, una bordeaux su cui sono collegati lo statore del motore e i pad delle gambe e una grigia, rimasta la medesima del Laevo, attraverso il quale l'esoscheletro viene ancorato al bacino dell'utente con delle cinghie. Le due piastre hanno movimenti indipendenti tra loro e possiedono internamente delle boccole affinché l'albero possa ruotare liberamente al loro interno.

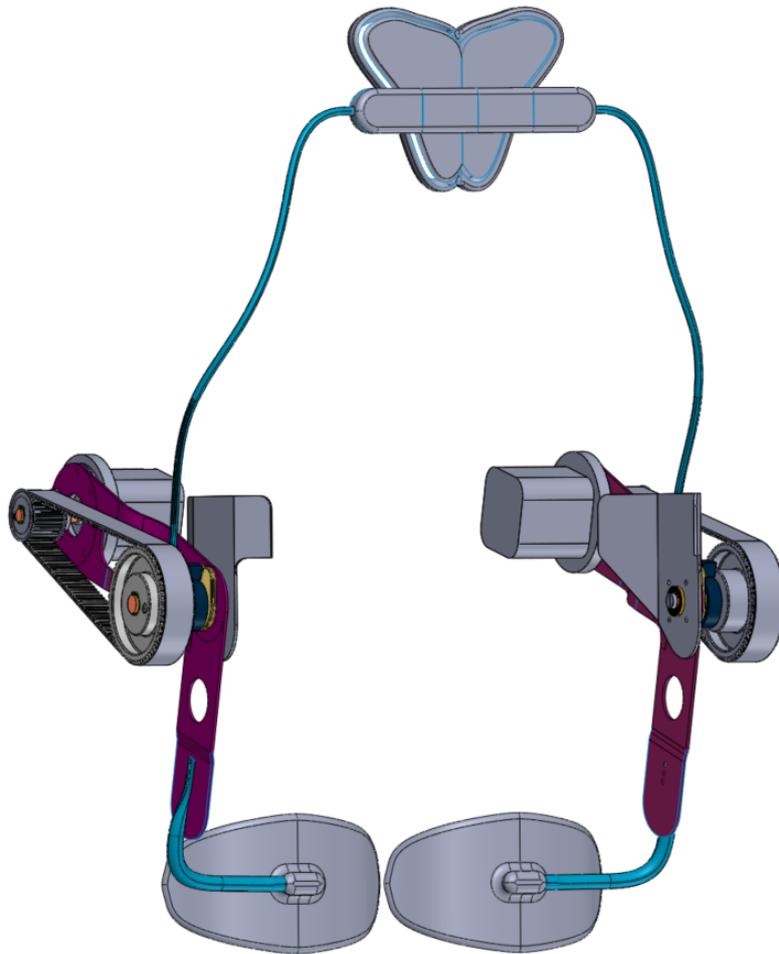


Figura 4.36. Disegno 3D esoscheletro

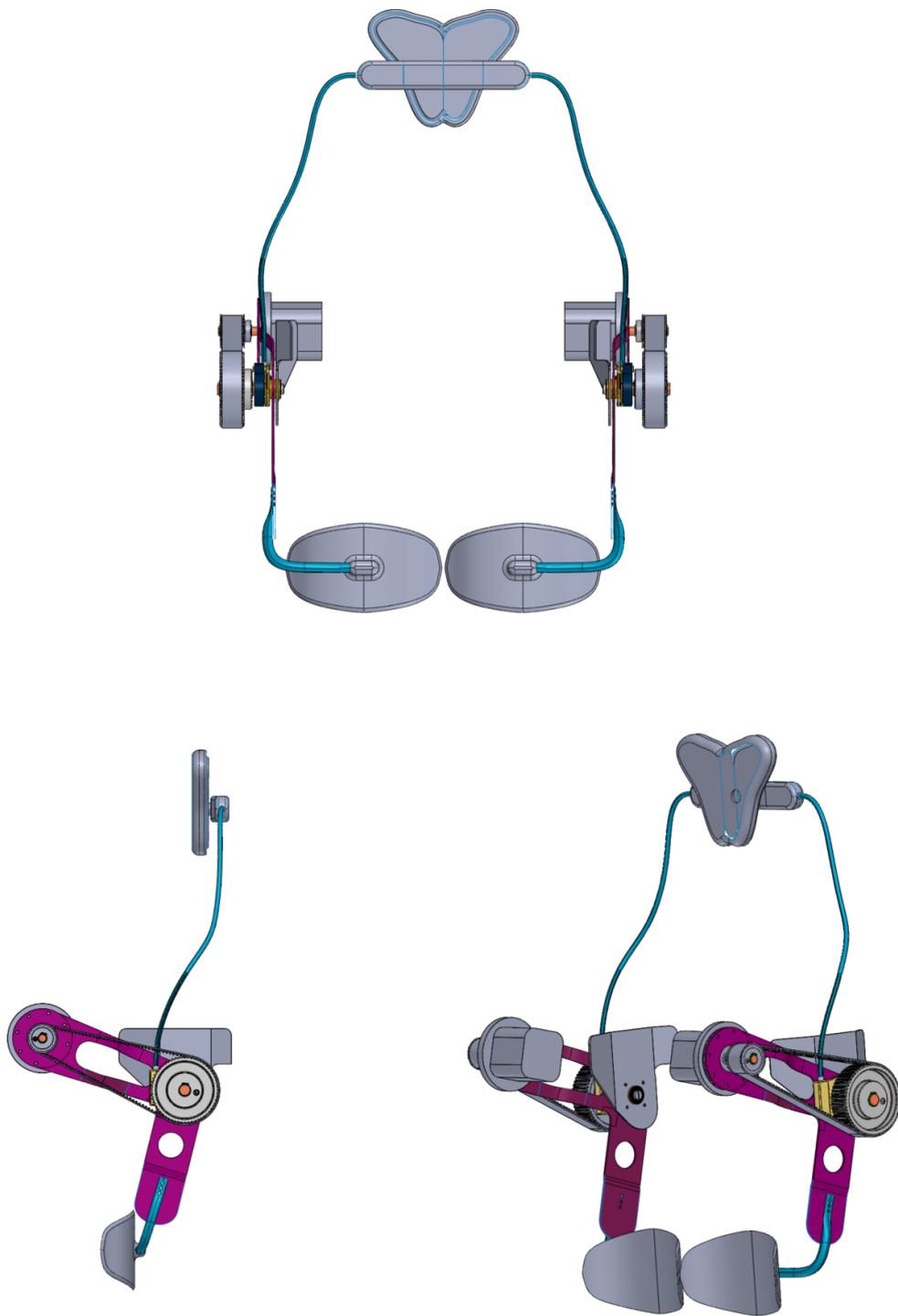


Figura 4.37. Viste disegno 3D esoscheletro

In Fig. 4.38 viene mostrata la vista esplosa degli elementi presenti sull'albero della cerniera. Lo statore del motore e i pad per le gambe sono collegati alla

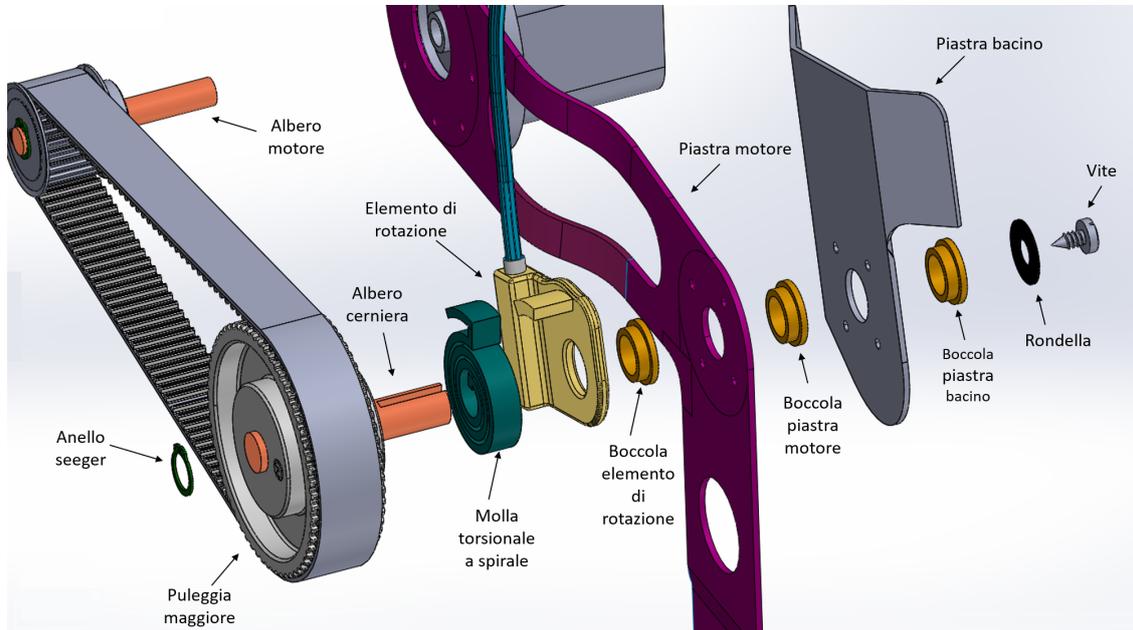


Figura 4.38. Vista esplosa elementi presenti sull'albero della cerniera

piastra motore bordeaux, mentre il rotore è collegato all'albero motore solidale alla puleggia minore e, attraverso la cinghia dentata, la potenza viene trasmessa alla puleggia maggiore solidale all'albero della cerniera. L'albero della cerniera è collegato all'estremo interno della molla torsionale a spirale, mentre l'estremo superiore è collegato all'elemento di rotazione solidale alla flessione del tronco. La coppia trasmessa dall'esoscheletro all'utente è data, quindi, dalla torsione della molla dovuta ai suoi due estremi. L'elemento di rotazione, la piastra motore e la piastra del bacino sono folli rispetto alla rotazione dell'albero grazie alla presenza di tre boccole flangiate, quindi l'albero può ruotare liberamente all'interno di esse. Il peso di tutti gli elementi presenti sull'albero della cerniera, compreso l'albero stesso, è tenuto dalla piastra del bacino su cui l'albero viene vincolato attraverso una rondella ed una vite che, però, non ne impediscono la rotazione. Sono presenti anche degli anelli seeger per il bloccaggio assiale della puleggia e della molla torsionale a spirale.

In Fig. 4.39 e 4.40 vengono mostrate due viste di confronto tra il nuovo esoscheletro progettato e il Laevo 2.5. Si nota come l'introduzione di due motori e l'inserimento del sistema di trasmissione di potenza con cinghie e pulegge abbia ovviamente aumentato l'ingombro laterale e posteriore dell'esoscheletro.

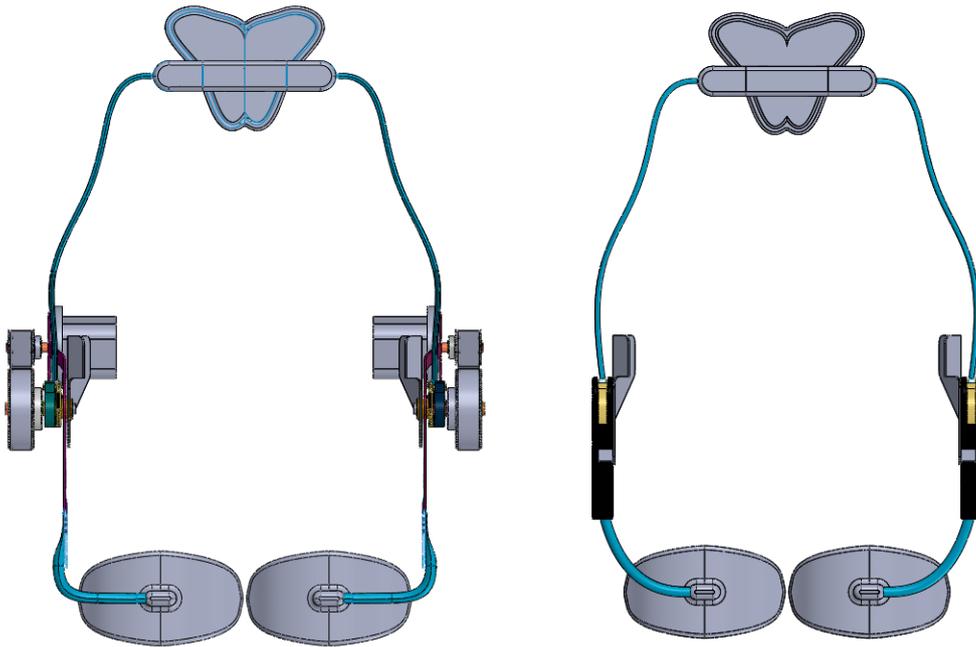


Figura 4.39. Confronto frontale tra nuovo esoscheletro e Laevo 2.5

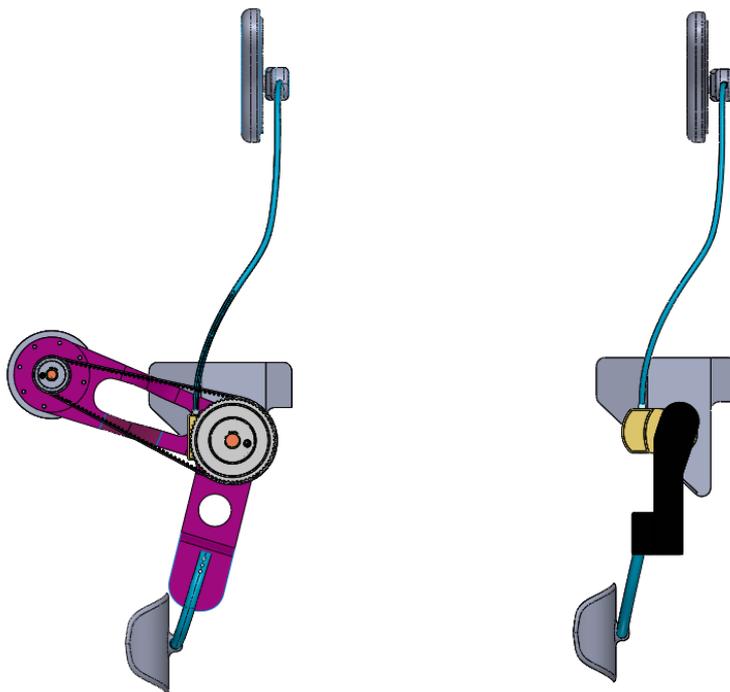


Figura 4.40. Confronto laterale tra nuovo esoscheletro e Laevo 2.5

## 4.13 Peso totale e ingombri

Il peso totale dell'esoscheletro è costituito da:

- sistema di trasmissione di potenza con cinghie e pulegge dentate, considerando entrambi i lati: 1487,6 g;
- due motoriduttori: 1780 g;
- due molle torsionali a spirale: 190 g;
- quattro alberi: 1150 g;
- boccole, anelli seeger, rondelle e viti: circa 100 g;
- bacchette, pad gambe e pad petto: circa 600 g;
- piastre per il motore e per il bacino, prodotte in alluminio: circa 500 g;

Per un totale di circa 5,8 kg. Nel calcolo del peso dei componenti sono stati considerati i leg pad e le bacchette del Laevo, ma è possibile alleggerire questi componenti producendoli in alluminio o in materiali compositi.

L'ingombro laterale dell'esoscheletro è di circa 7,5 cm, un valore inferiore alla grande maggioranza degli esoscheletri attivi e che dovrebbe poter permettere di svolgere le attività lavorative senza particolari disagi.

## Sviluppi futuri

Dal modello 3D mostrato in precedenza, si dovrà assemblare il prototipo e sviluppare l'algoritmo di controllo che permetta di modificare la coppia prodotta dall'esoscheletro a seconda del tipo di persona che indossa il sistema; in particolare, la coppia da fornire viene stabilita utilizzando dei sensori di pressione posizionati sul pad pettorale. Attraverso l'algoritmo, quindi, si riuscirà a superare il limite degli esoscheletri passivi legato al supporto costante capaci di fornire.

Si effettueranno dei test su banco, per valutare l'effettiva risposta dinamica del sistema e se esso garantisce i valori di coppia che si vogliono ottenere. In tutta la fase di test sul prototipo la gestione del controllo verrà implementata via cavo, con la scheda di controllo del sistema posizionata su banco e non a bordo dell'esoscheletro. Un ulteriore sviluppo futuro potrebbe portare a soluzioni di controllo wireless con la scheda di controllo e il driver del motore posizionati a bordo dell'esoscheletro nella zona centrale della schiena.

Il prototipo iniziale non avrà a bordo le batterie, ma l'alimentazione verrà fornita direttamente dalla rete elettrica, con la possibilità futura di implementare il pacco batterie e posizionarlo insieme alla scheda di controllo nella zona centrale della schiena.

Il prototipo manterrà inizialmente gli stessi leg pad del Laevo, concentrando le reazioni sulla parte anteriore della coscia. Sviluppi futuri porteranno ad una modifica della forma dei leg pad per garantire un'area di contatto maggiore rispetto a quella attuale mantenendo il punto di contatto sulla coscia anteriore, oppure si sposterà sulla parte posteriore della coscia e si introdurranno delle bande elastiche per mantenere in posizione i pad. Verrà modificato anche il pad pettorale per ottenere una zona di contatto maggiore e un confort migliore anche se utilizzato da donne.

Non è prevista, con il prototipo, la possibilità di camminare con addosso l'esoscheletro, ma in un secondo momento si potrà implementare un meccanismo di aggancio e sgancio dei pad delle gambe simile a quello del Laevo.

# Conclusioni

Questo lavoro di tesi ha affrontato inizialmente un'analisi dello stato dell'arte degli esoscheletri, sia di tipo passivo che attivo. Questa analisi ha permesso di individuare i pregi ed i difetti di ogni soluzione e, in combinazione con i risultati di test effettuati in linea, ha portato a scegliere il Laevo come esoscheletro di riferimento da caratterizzare per lo sviluppo di una soluzione attiva.

Dall'analisi e dalla caratterizzazione in laboratorio del Laevo, sono stati ottenuti dei valori di riferimento di coppia da fornire all'utente e sono state ipotizzate delle soluzioni attuative che sostituissero il lavoro svolto dalla molla a gas. Sono stati presi in considerazione due tipi di soluzione: con attuatore lineare e con attuatore rotativo.

È stata analizzata la soluzione con un attuatore lineare ideale che sostituisce la molla a gas ed è stato interposto tra attuatore e utente un elemento elastico che facesse diminuire l'impedenza meccanica del sistema alle alte frequenze, ma non è stato possibile ultimare lo studio della soluzione a causa di pesi, ingombri e prestazioni degli attuatori esistenti in commercio.

Nell'ipotesi con attuatore rotativo si sono introdotte due diverse soluzioni: una con attuatore posizionato direttamente sullo stesso asse della cerniera ed un'altra con attuatore posizionato su un asse diverso, ma per motivi di ingombri e pesi dei motori capaci di erogare la coppia necessaria è stata implementata la seconda soluzione. Per il trasferimento di potenza tra motore e cerniera sono state dimensionate due pulegge collegate da una cinghia dentata e con l'introduzione di una molla torsionale a spirale è possibile diminuire l'impedenza meccanica del sistema ed è stata valutata la trasmissibilità.

Lo studio complessivo effettuato sul sistema di attuazione permetterà di assemblare un prototipo utile per effettuare dei test in laboratorio per valutare la risposta dinamica del sistema e i valori di coppia raggiunti. I risultati dei test porteranno a capire i vantaggi che realmente un esoscheletro di tipo attivo potrebbe apportare sul lavoratore industriale ed in quali tipi di postazione possa risultare utile il suo contributo. Se i test daranno esiti positivi ed in attesa di una regolamentazione completa sull'utilizzo di esoscheletri in linea di montaggio, sarà possibile apportare migliorie come l'integrazione del pacco batterie, del driver motore e della scheda di controllo a bordo evitando di avere l'intralcio dei cavi durante le attività lavorative.

## Bibliografia

- [1] European Commission, Eurostat. "8.6% of workers in the EU experienced work-related health problems. Results from the Labour Force Survey 2007 ad hoc module on accidents at work and workrelated health problems", Statistics in focus 63/2009
- [2] Hugh Herr, *Exoskeletons and orthoses: classification, design challenges and future directions*, Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation No. 6, 2009; 1-9.
- [3] Lee, Heedon ; Kim, Wansoo ; Han, Jungsoo ; Han, Changsoo, *The Technical Trend of the Exoskeleton Robot System for Human Power Assistance*, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2012, Vol.13(8), pp.1491-1497.
- [4] De Looze, Michiel P. ; Bosch, Tim ; Krause, Frank ; Stadler, Konrad S. ; O'sullivan, Leonard W. *Exoskeletons for industrial application and their potential effects on physical work load*, Ergonomics, 03 May 2016, Vol.59(5), p.671-681
- [5] Conor James Walsh; Ken Endo; Hugh Herr; *A quasi-passive leg exoskeleton for load-carrying augmentation*, International Journal of Humanoid Robotics Vol. 04, No. 03, pp. 487-506 (2007)
- [6] Simone Marcheschi, Fabio Salsedo, Marco Fontana, Massimo Bergamasco, *Body Extender: whole body exoskeleton for human power augmentation*, IEEE international Conference on Robotics and Automation, 2011; 611-616.
- [7] H. Kazerooni, *Exoskeleton for Human Power Augmentation*, IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2005; 3120-3125.
- [8] Rita Yi Man Li; Daniel Ping Lung Ng, *Wearable Robotics, Industrial Robots and Construction Worker's Safety and Health*, AHFE 2017: Advances in Human Factors in Robots and Unmanned Systems pp 31-36.
- [9] Pratt, G.A. ; Williamson, M.M. *Series elastic actuators*, Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 0 1995, Vol.1, pp.399-406.
- [10] Sensinger, J.W. ; Weir, R.F. *Improvements to Series Elastic Actuators*, 2nd IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications, Aug. 2006, pp.1-7.
- [11] Zinn, M. ; Khatib, O. ; Roth, B. ; Salisbury, J.K *Actuation Methods For Human-Centered Robotics and Associated Control Challenges*, 2003.
- [12] Knox, Brian T. ; Schmiedeler, James P *A Unidirectional Series-Elastic Actuator Design Using a Spiral Torsion Spring*, Journal of Mechanical Design, 2009, Vol.131(12), p.125001.
- [13] Lin, Guangmo ; Zhao, Xingang ; Han, Jianda ; Zhao, Yiwen *The Optimum Design of Torsional Spring for Series Elastic Actuator*, IEEE 7th Annual International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER), July 2017, pp.580-585.