

POLITECNICO DI TORINO



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di una poltrona per il trattamento terapeutico di utenti bariatrici

A.A. 2019/2020

Relatore

Prof. Giuseppe Quaglia

Correlatore

Dott. Andrea Botta

Candidato

Alex Cerato

Sommario

Nel presente elaborato viene presentata l'attività che ha portato alla realizzazione del progetto di un primo prototipo di poltrona con la finalità di trattare, dal punto di vista riabilitativo, utenti affetti da gravi difficoltà motorie in quanto caratterizzati da una condizione di grave obesità.

In una prima fase si è ripreso il lavoro di ricerca portato avanti da una tesi precedente, per definire in modo univoco quelli che sono stati i vincoli progettuali e gli obiettivi da perseguire con la presente attività. Dopodiché si è operata una ricerca di possibili configurazioni di meccanismi e soluzioni presenti sul mercato che avessero un campo di applicazione simile a quello in esame e si sono utilizzati come punti di partenza per la sintesi dei meccanismi presenti nel progetto.

Una volta chiariti quelli che dovevano essere i sottosistemi, si è proceduto alla sintesi dei cinematismi e dei corrispondenti sistemi di attuazione. Si è operata una attenta analisi della struttura portante, che integra un pantografo per l'innalzamento della seduta. In particolar modo ci si è concentrati sul meccanismo che permette di movimentare le gambe. Una cura particolare si è prestata alla scelta dei parametri principali del sistema e alla parte di attuazione e controllo.

Si sono poi definite tutte le regolazioni accessorie all'esecuzione degli esercizi riabilitativi in condizioni ottimali e si è impostato il progetto del sistema che deve permettere all'utente di esercitare la parte superiore del corpo.

Indice

1 Introduzione	1
2 Caratteristiche dell'obesità	3
2.1 Esercizi per la riabilitazione	5
2.1.1 Leg Extension e Leg Curl	6
3 Requisiti di progetto	8
3.1 Descrizione generale del sistema	8
3.2 Quote antropometriche	9
3.3 Requisiti statici e dinamici	12
3.4 Design e percezione della macchina	13
4 Struttura portante e sollevamento	15
4.1 Scelta della configurazione di attuazione	16
4.2 Scelta dei parametri e analisi cinematica	18
4.3 Calcolo delle forze e delle reazioni vincolari interne ed esterne	24
4.4 Andamento degli sforzi	27
4.5 Dimensionamento di bracci e perni	33
4.7 Simulazione agli elementi finiti	38
5 Esercizi delle gambe	41
5.1 Definizione dello schema funzionale	43
5.2 Scelta dei parametri	46
5.3 Calcolo delle reazioni interne ed esterne	58
5.4 Andamento degli sforzi	61
5.5 Dimensionamento di link e cerniere	71
5.6 Analisi agli elementi finiti	74
5.7 Attuazione e controllo	75
5.7.1 Effetto della forza peso	76
5.7.2 Molla di richiamo	79
5.7.3 Forza di attrito	83
5.7.4 Set di pressioni per Leg Curl e Leg Extension	84
5.7.5 Modello analitico	86
5.7.6 Il modello Simulink	91
5.7.7 Scelta del compressore e del serbatoio	95
5.7.8 Il circuito pneumatico	97
5.7.9 Risultati e limiti del modello	99

6. Esercizi per le braccia.....	110
7. Le altre regolazioni.....	113
7.1 Lo schienale	113
7.2 Il sedile.....	119
8. Conclusioni.....	121
Riferimenti bibliografici e sitografici.....	123
Indice delle figure.....	125

1 Introduzione

Al giorno d'oggi il problema dell'obesità non risulta più un fattore marginale. Quella che viene definita come epidemia si è diffusa negli ultimi decenni nei paesi del primo mondo, e recentemente l'Europa, soprattutto quella dell'est ha registrato un aumento vertiginoso dei casi. Guardando al trend di crescita di obesità e sovrappeso in Italia negli ultimi vent'anni, l'incremento dei casi di individui sovrappeso è stato di circa il 10% (rispetto al 1994), mentre per quanto riguarda l'obesità l'incremento è stimato intorno al 34% rispetto ai 20 anni precedenti [1].

La società attuale impone ritmi sempre più frenetici, riconosciuta fonte di ulteriore stress, c'è tendenza alla vita sedentaria, e ad un grande consumo e abuso del cosiddetto "cibo spazzatura". Ne consegue un inevitabile declino fisico e psicologico della persona, aumentando notevolmente la possibilità di sviluppare disordini di natura alimentare come l'obesità. La condizione di obesità espone questi individui ad un rischio di ospedalizzazione dieci volte superiore rispetto alla media della popolazione [2]. Il progressivo aumento di peso inoltre, può portare ad un'ulteriore situazione di malessere psicologico, che contribuisce ulteriormente all'isolamento sociale del paziente. Questi individui si vengono a trovare in una situazione in cui c'è totale assenza di motivazione volta a migliorare il proprio stato di forma, che si manifesta spesso in una assoluta repulsione verso le palestre e in generale verso alcun tipo di attività fisica.

L'obiettivo di questa tesi è quello di progettare un primo prototipo di sistema volto al recupero fisico di pazienti affetti da obesità grave, che quindi svolgono attività di riabilitazione presso strutture ospedaliere o a casa propria. In una fase preliminare si è ripercorso il lavoro di ricerca svolto precedentemente [3] al fine di individuare le caratteristiche dell'utenza e quindi stabilire quelli che sono i requisiti di progetto. Già da questo emerge la necessità di rendere tale sistema il più possibile simile ad una comune poltrona, proprio perché è fortemente preponderante l'avversione psicologica dell'utente all'esercizio. Diventa quindi un requisito necessario trovare un modo per far muovere queste persone senza per forza dare loro la convinzione di essere in palestra.

Una volta definiti questi aspetti si è proseguito alla suddivisione del progetto in vari sottosistemi. Ognuno di essi è stato dapprima pensato separatamente e poi adattato per l'integrazione con gli altri, tenendo conto di aspetti fondamentali come gli ingombri dell'utente, le caratteristiche di variabilità tra i vari individui, i volumi disponibili, le interferenze tra i componenti durante il loro spostamento, ecc. Ogni meccanismo ha richiesto un processo di sintesi accurato, a seconda della complessità, comprensivo di: sintesi del tipo, sintesi del numero, sintesi dimensionale. La scelta della tipologia di attuazione e controllo è stata frutto di accurati ragionamenti che sono esposti nel presente elaborato.

Il lavoro di progettazione ha richiesto numerose iterazioni e cambi di rotta, questo sostanzialmente perché nonostante l'apparente semplicità dell'oggetto di studio, non è stato immediato garantire che non ci fosse interferenza tra i vari elementi. Al termine del lavoro è

stato raggiunto l'obiettivo di avere un primo progetto esecutivo da realizzare e testare successivamente.

2 Caratteristiche dell'obesità

Per diagnosticare e classificare l'obesità ci si riferisce in generale ed in prima approssimazione all'Indice di Massa Corporea (IMC o BMI in inglese), un indice biometrico calcolato come il rapporto tra il peso in Kg e il quadrato dell'altezza in m di una persona. Se il BMI risulta compreso tra i 25 e i 29,9 Kg/m², l'individuo è da considerarsi sovrappeso; per valori superiori ai 30 Kg/m², invece, ci si riferisce a soggetti obesi (**Figura 1**). Si può poi ulteriormente classificare l'obesità in tre livelli o gradi: si parla di obesità di livello I, con valori di BMI compresi tra 30 e 34,9 Kg/m², di obesità di livello II, con valori di BMI compresi tra 35 e 39,9 Kg/m², e in ultima istanza di obesità di livello III, con valori di BMI che superano i 40 Kg/m² [4].

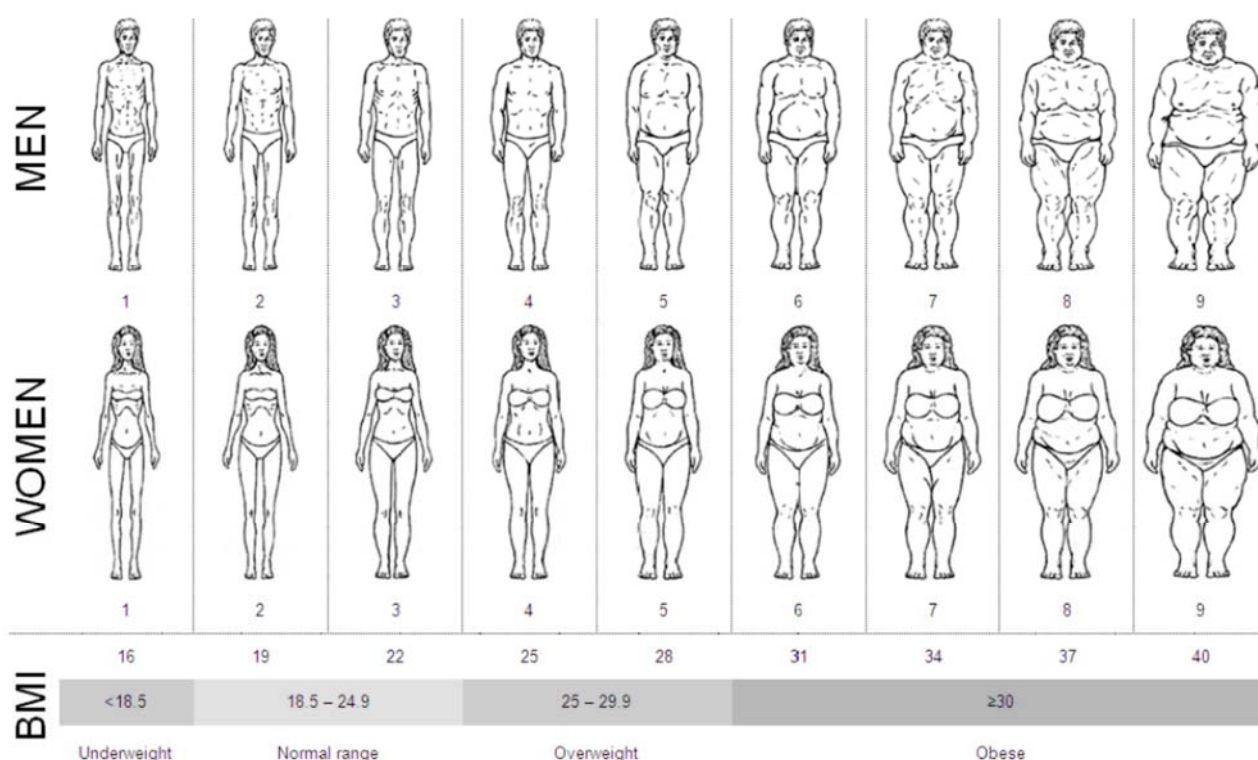


Figura 1: rappresentazione della scala data dall'indice di massa corporea (BMI), fonte: C. Patterson, S. Hilton, 2013

Si possono individuare due biotipi, il ginoide e l'androide, a seconda di come è distribuito il grasso corporeo (**Figura 2**). Le due differenti biotipologie corporee sono determinate perlopiù dal rapporto tra le circonferenze dei fianchi e della vita. Il biotipo androide, a differenza di quello ginoide, tende a presentare una distribuzione del tessuto adiposo che si concentra soprattutto nella parte superiore del corpo. Questo si manifesta quasi sempre nel soggetto maschile, ed è caratterizzato da una particolare robustezza di spalle e arti superiori, a fronte di arti inferiori visibilmente più esili, tanto che si dice che questi individui presentino la forma di una mela. Nel biotipo ginoide, spalle e tronco non stretti, mentre gli arti inferiori e soprattutto i glutei sono molto più sviluppati, tanto che si paragona la forma di questi individui a quella di una pera.

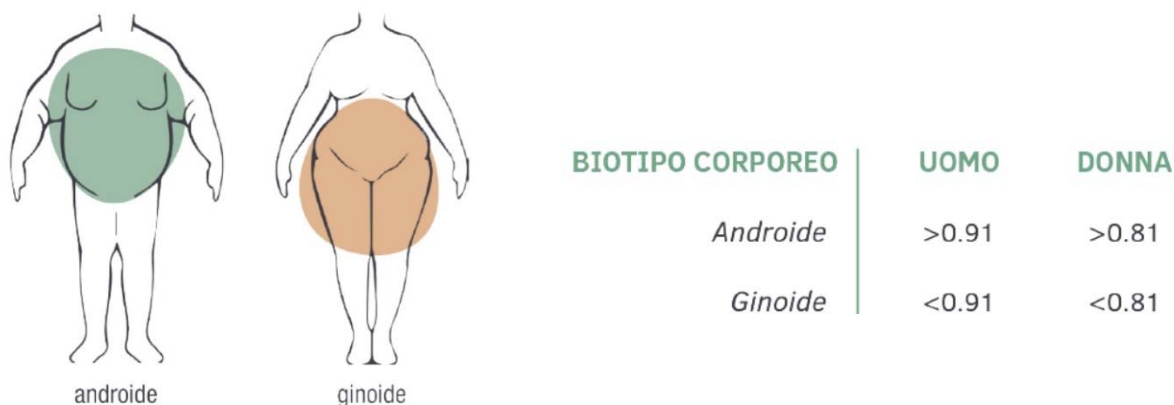


Figura 2: parametri per la definizione dei biotipi androide e ginoide [3]

Gli effetti dell'obesità si ripercuotono sulle capacità motorie che vengono notevolmente ridotte, dal momento che un eccessivo peso ha effetti importanti sul movimento imponendo al corpo delle meccaniche inusuali per un individuo normodotato e appesantendo notevolmente l'apparato muscolo-scheletrico che si viene a trovare in una condizione sfavorevole e che vi si adatta deformandosi. La forma della struttura corporea è chiaramente condizionata dal peso che deve supportare [5], e quindi ci sarà una maggiore sensibilità per quanto riguarda gli sforzi esercitabili in fase di esercizio.

Un carico eccessivo sulla colonna vertebrale, dovuto ad un BMI troppo alto, affligge in maniera assai rilevante la spina dorsale che si vede costretta ad assorbire con difficoltà carichi superiori al normale, generando tensioni eccessive sui muscoli e pressioni troppo elevate sui tessuti molli intorno alle vertebre. Questo sovraccarico può portare alla "compromissione strutturale e a danni tissutali e lesioni nervose come ernie discali e sciatalgie" [6].

La totale assenza di attività fisica, si ripercuote in un generale indebolimento di alcuni importanti gruppi muscolari che contribuiscono al sostentamento della spina dorsale, tra cui gli addominali, le cosce, la muscolatura del rachide e del bacino. Tutto ciò porta normalmente ad una curvatura anomala del tratto lombare. "Un paziente bariatrico sarà in grado di esercitare sforzi nettamente inferiori rispetto ad un normo-peso, e questo non solo perché deve muovere una grande massa corporea, ma perché spesso presenta anche gravi problemi a livello articolare" [3].

Il processo di cura globale che deve portare il soggetto bariatrico a svolgere nuovamente attività fisica, si pone diversi obiettivi complementari tra cui: ridare al soggetto la fiducia nei propri mezzi, limitare al minimo le situazioni di percepita disabilità, fornire quelli che sono i mezzi e le competenze per ripristinare le abilità motorie. Dal momento che l'obesità si può considerare a tutti gli effetti come una patologia multifattoriale, il processo riabilitativo dovrà ricoprire diversi ambiti e dare all'utente una terapia multidisciplinare che deve essere svolta con la cooperazione dello stesso [7]. Si deve indurre il soggetto a cambiare il proprio stile di vita eccessivamente sedentario, ma non solo, è necessario che le buone pratiche siano assimilate e mantenute in modo duraturo. Sono dunque fondamentali dei cambiamenti nella dieta, l'abitudine ad una attività fisica giornaliera e l'adozione di comportamenti sani volti ad un miglioramento dello stile di vita. È importante tarare il carico di lavoro sulle effettive

capacità dell'individuo, senza appesantirlo o affaticarlo eccessivamente, tenendo conto che qualora il processo di dimagrimento si riveli efficace, si può avere una evoluzione delle capacità motorie e in modo da garantire una buona adesione al programma di riduzione del peso che duri sul lungo periodo [8].

Per questo motivo è assolutamente fondamentale non allontanare l'utente dall'esercizio fisico, dandogli per i primi tempi un macchinario poco simile ad un attrezzo da palestra, possibilmente confortevole e poco rumoroso. Questi soggetti infatti devono svolgere attività a basso carico e intensità crescente, in quanto l'obiettivo principale è quello di bruciare grasso e non di aumentare la massa muscolare. L'utente deve potersi esercitare per molto tempo senza provare disagio fisico o psicologico.

2.1 Esercizi per la riabilitazione

Nella prima fase di recupero dell'attività motoria l'obiettivo non deve essere quello di aumentare la massa muscolare, bensì quello di velocizzare il metabolismo aumentandone il lavoro, facendo comunque attenzione a preservare la massa magra durante il dimagrimento. Sono da preferire delle tipologie di allenamento che coinvolgano i principali gruppi muscolari, senza però appesantire le articolazioni, per questo motivo la corsa sarebbe da evitare [9].

Le modalità di esercizio per il paziente bariatrico dovranno quindi includere [3]:

- l'impiego di un ampio numero di gruppi muscolari;
- sedute di allenamento dapprima molto brevi, a seconda del tipo di terapia stabilita, che possono raggiungere e superare l'ora per un totale di 5/7 allenamenti a settimana;
- il sistema cardiovascolare si deve nuovamente abituare a sopportare delle situazioni di sforzo prolungate nel tempo.

Dal momento che il soggetto obeso non è incline allo svolgimento dell'attività fisica, potrebbe essere affetto da difficoltà psicologiche, come per esempio un senso di inadeguatezza e di impotenza, oltre che a disagio, sensazione di fatica e difficoltà respiratorie. Risulta quindi di fondamentale importanza programmare le sedute di allenamento in modo tale da evitare tutte quelle che possono essere situazioni di malessere fisico o psicologico, per non compromettere il processo di riabilitazione e per non generare un rifiuto verso la continuazione delle attività da parte del soggetto [3].

Tutti questi accorgimenti possono essere riassunti in un elenco che ne evidenzia i punti cardine[3]:

- la stanza dei soggetti potrebbe portare a problemi di ingombro, qualora si facesse uso di macchinari in cui devono inserire parti del corpo in piccoli spazi;
- bisogna prestare attenzione ai pesi che i macchinari impiegati possono sorreggere;
- gli esercizi che comportano l'oscillazione di parti molli del corpo potrebbero generare imbarazzo;
- non si deve esagerare con l'intensità degli esercizi, soprattutto nell'entità degli sforzi, affinché gli individui non incorrano in problemi respiratori o articolari, che comportano una necessità di costante controllo e supervisione da parte di personale medico specializzato;

- dal momento che ci sono grandi difficoltà da parte di questi soggetti nel movimentare il proprio peso, soprattutto partendo da una posizione sfavorevole, devono essere limitati tutti quegli esercizi che comportino il frequente innalzamento da terra;
- consapevolezza degli effetti dell'attività fisica sul corpo del soggetto, soprattutto a livello articolare e spinale, con la possibilità di incorrere in dolori a ginocchia, anche e schiena;
- possibilità di integrare alimenti ricchi di zuccheri nel caso di scompensi glicemici, piuttosto frequenti in individui obesi e affetti dal diabete di tipo II;
- spronare i soggetti attraverso un costante incoraggiamento, fondamentale in questi individui poco inclini a svolgere attività motoria, e tramite un continuo feedback sui progressi dell'esercizio svolto verso l'obiettivo che si deve raggiungere.

Per il presente progetto si è scelto di focalizzarsi sugli esercizi di leg extension, leg curl, e di predisporre il sistema ad un eventuale utilizzo di cavi, collegati a una resistenza a polveri magnetiche per esercitare le braccia. Il paziente può anche svolgere una lieve attività addominale, in quanto lo schienale si può inclinare fino a 45° rispetto alla direzione verticale.

2.1.1 Leg Extension e Leg Curl

Dal momento che l'obiettivo principale, assieme alla riabilitazione fisica del soggetto, è quello di apportare un miglioramento del ritmo metabolico con conseguente dimagrimento, si sono selezionati due esercizi che coinvolgessero grandi gruppi muscolari: leg curl e leg extension. In **Figura 3** si vede una tipica macchina da palestra che dispone della possibilità di eseguire entrambi i movimenti.

La leg extension consiste letteralmente nell'estensione della gamba a partire dalla posizione di riposo, che può essere quella tipica della seduta, con angolo di 90° tra tibia e femore. Durante questo movimento, accompagnato dal superamento di una resistenza di qualche tipo opposta dal macchinario, si esercita soprattutto il quadricipite. L'esercizio specchiato è quello della leg curl, caratterizzato da un movimento in senso opposto, quindi dalla posizione di gamba estesa verso la condizione di ortogonalità tra tibia e femore. Questa attività permette di esercitare altri muscoli della gamba e in particolare il bicipite femorale.



Figura 3: Macchina da palestra per leg curl/leg extension con resistenza idraulica [10].

L'azione sui principali gruppi muscolari della gamba fa sì che si brucino molte calorie, visto che più è grande il muscolo interessato e maggiore sarà il consumo energetico, e al contempo si rafforzino gli stessi congiuntamente all'articolazione del ginocchio.

3 Requisiti di progetto

3.1 Descrizione generale del sistema

La poltrona, come detto in precedenza, è caratterizzata dalla coesistenza di alcuni sistemi indipendenti, che condividono volumi comuni. Siccome si è cercato di progettare un prototipo che potesse già rappresentare una prima indicazione di quello che potrà poi eventualmente essere un oggetto “commerciale”, sono presenti una serie di regolazioni volte ad accogliere la quasi totalità degli individui (dal percentile 2.5 al percentile 97.5) con alcuni importanti accorgimenti per adattare il tutto alla condizione bariatrica dell’utente. Si può variare l’altezza della seduta, la profondità e l’inclinazione dello schienale, possono essere spostati i rulli di spinta del meccanismo delle gambe e si può variare l’angolo tra il sedile e l’orizzontale. Alcune di queste regolazioni si fanno manualmente e altre sono gestite con attuatori elettrici opportunamente scelti per movimentare dei carichi importanti. In **Figura 4** si vede la vista assonometrica del prototipo.

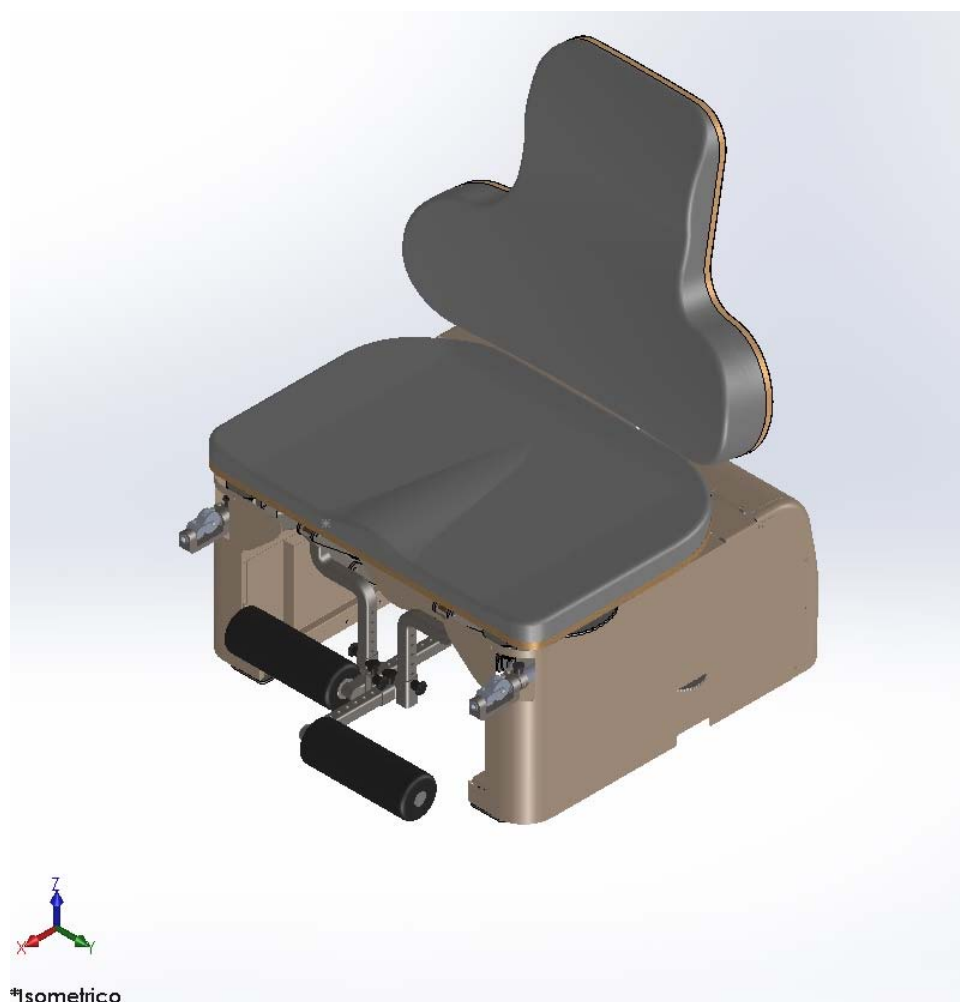


Figura 4: Vista isometrica del prototipo della poltrona rappresentata su Solidworks

Per quanto riguarda l’esercizio per le gambe si è scelto di creare un meccanismo a scomparsa che permette al paziente di esercitare una forza attorno ad una cerniera virtuale posta in corrispondenza del ginocchio. La resistenza opposta dalla macchina si ottiene mediante un

sistema pneumatico controllato per garantire uno sforzo costante durante il movimento. Si possono muovere le gambe in maniera alternata o sincrona.

Le braccia possono essere coinvolte in un discreto numero di esercizi attraverso un sistema a cavi che permette una grande libertà di movimento. Due guide lineari (due alberi telescopici) permettono di estrarre due pulegge orientabili da sotto il piano della seduta. Queste riportano due cavi che passano per gli alberi cavi e si avvolgono su una puleggia. In parallelo a quest'ultima si possono mettere una molla a lamina per richiamare elasticamente il cavo e un freno a polveri magnetiche attraverso cui si può regolare la forza che deve esercitare il paziente.

3.2 Quote antropometriche

L'utenza finale presenta una grande variabilità in termini di quote antropometriche, in quanto non c'è solo una questione relativa alla lunghezza di arti e busto, ma questi individui presentano dimensioni corporee molto diverse dall'uno all'altro a seconda della quantità di grasso e a dove è concentrato. Per valutare le quote di progetto e soprattutto le regolazioni necessarie ci si è serviti di alcuni studi antropometrici, in particolare quello di Henry Dreyfuss [11] di cui si vede un estratto in **Figura 5**, che fornisce le misure antropometriche di persone in posizione seduta. Non avendo informazioni certe sulla deformabilità del grasso dei pazienti e della schiuma dell'imbottitura del sedile è chiaro che si tratta di assunzioni più o meno forti; nel momento in cui si dovesse passare ad uno studio per oggetto commerciale, si dovrebbero fare rilevazioni e studi ben più approfonditi di quelli a disposizione al momento.

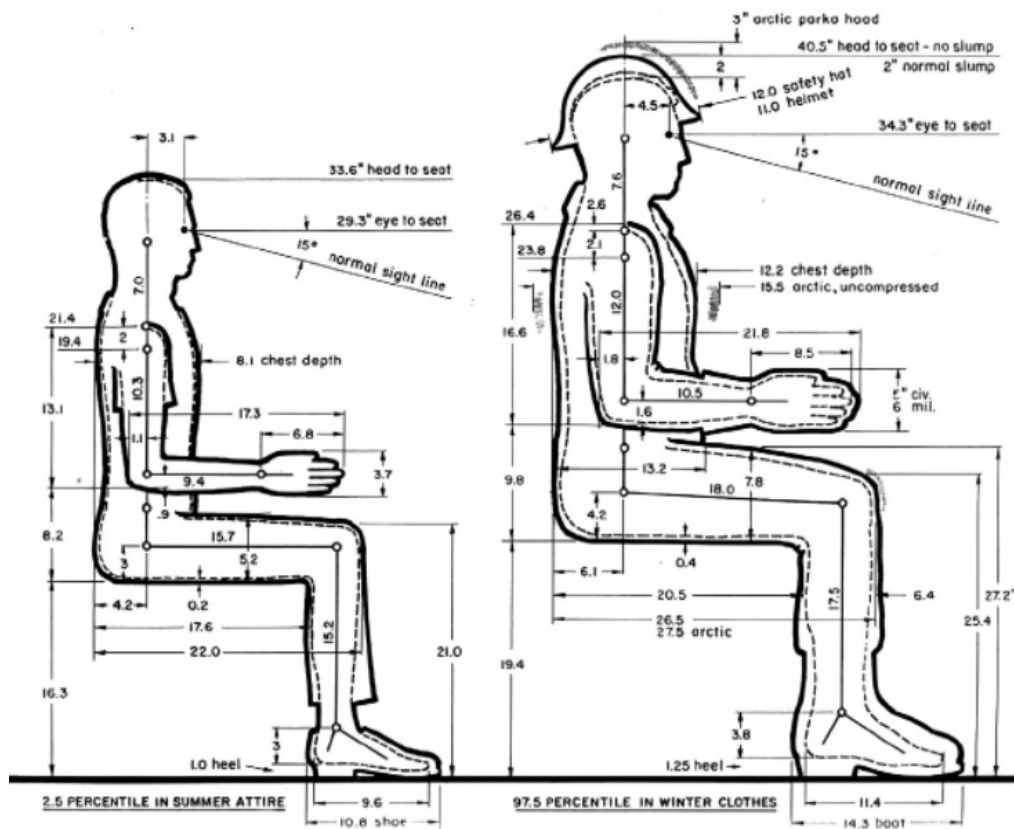
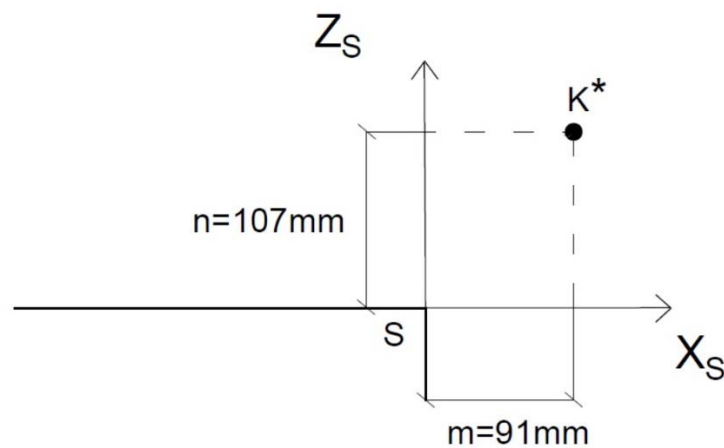


Figura 5: studio di design sulle misure antropometriche ad opera di Henry Dreyfuss

Per permettere a tutti di rimanere seduti appoggiando completamente le cosce sul sedile, senza quindi avere angoli non voluti con il piano della seduta, si è scelto un range di altezze di quest'ultimo compreso tra i 40 e i 52 cm. La profondità dello schienale è compresa tra i 40 e i 55 cm per garantire il corretto posizionamento del paziente, in modo da riuscire a posizionare il ginocchio in corrispondenza della cerniera virtuale del meccanismo delle gambe. Questa grande mobilità serve anche a compensare l'effetto di arretramento dello schienale durante la sua inclinazione, visto che la cerniera attorno cui avviene il moto risulta nascosta sotto il sedile (per esigenze sia tecniche che estetiche), e quindi lontana qualche centimetro dal piano di quest'ultimo.

La posizione di questo punto di progetto viene individuata nel sistema di riferimento destrorso centrato nel punto S (lo spigolo anteriore estremo della seduta nella vista bidimensionale) e con l'asse Z orientato in direzione verticale. Le due quote del punto K* sono ricavate dal medesimo studio di design e fanno riferimento al percentile 97,5 (**Figura 6**).



*Figura 6: Sistema di riferimento solidale alla seduta in cui viene rappresentato il punto K**

Per motivi di semplicità della regolazione, si è deciso di mantenere questa cerniera fissa rispetto al piano orizzontale della seduta, e di muovere l'utente per posizionare il ginocchio in corrispondenza del punto di progetto. Questo si ottiene tramite la variazione della profondità dello schienale e attraverso la possibilità di ruotare il sedile attorno ad una cerniera situata all'estremità inferiore dello stesso. La rotazione massima, per il paziente più piccolo, si attesta intorno ai 2.5°, tanto da portare a trascurare il suo effetto sull'esercizio fisico vero e proprio.

La scelta di individuare la cerniera virtuale con un punto fisso è di fatto una semplificazione progettuale visto che si tratta più che altro di una piccola area. In **Figura 7** si può notare come l'articolazione del ginocchio sia ben più complessa, e che si possa rappresentare come un insieme di link rigidi che, muovendosi durante la rotazione della gamba, individuano le posizioni del centro di istantanea rotazione dell'articolazione stessa [12]. Risulta chiaro che una distanza troppo elevata tra K* e il punto fisico causerebbe un movimento non adeguato e dannoso per l'utente.

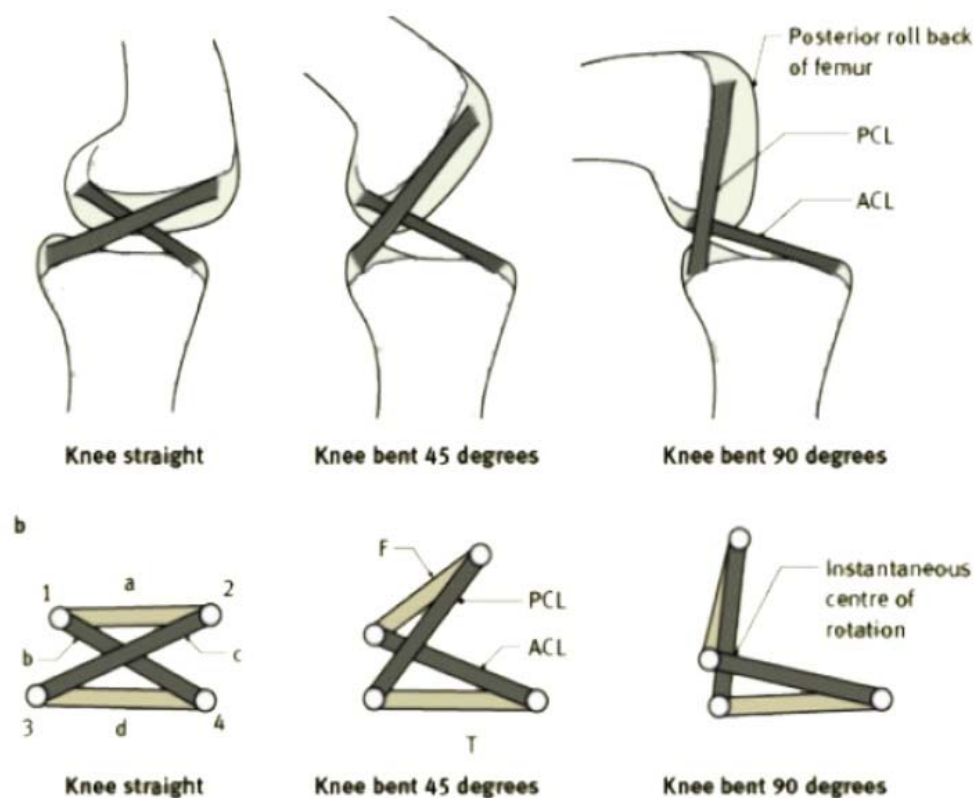


Figura 7: rappresentazione della rotazione dell'articolazione del ginocchio nel momento di flessione della gamba

La gamba, se parte da una posizione ortogonale al piano orizzontale della seduta, avrà una mobilità di estensione di massimo altri 90 gradi. Il meccanismo delle gambe deve essere progettato per tenere conto di una escursione di 90 gradi, anche se poi difficilmente verranno coperti tutti dall'utilizzatore, viste le chiare difficoltà motorie. Per passare da leg extension a leg curl ci deve essere una ulteriore guida per spostare avanti o indietro i rulli per posizionarli quindi sulla tibia o dietro la gamba.

Si ha un discorso diverso per gli esercizi delle braccia: la difficoltà nell'individuare un punto di progetto attorno cui esercitare l'azione di qualche forza nasce dalla maggiore mobilità dell'articolazione della spalla e dal fatto che ci si trovi ad averla in serie al gomito e al polso. Risulta perciò più semplice e funzionale utilizzare un sistema a cavo posto ai due estremi laterali della sedia e che permetta una estensione di almeno 50÷70 cm.

Per far svolgere gli esercizi delle gambe in maniera corretta, si sono scelti dei rulli come interfaccia uomo-macchina. Se si avesse un semplice cuscino di spinta è molto probabile che ci si troverebbe comunque in presenza di uno strisciamento sgradevole tra questo e la gamba. Per compensare quello che è un leggero spostamento del centro vero del ginocchio si utilizzano quindi i rulli, che ruotando migliorano il comfort del paziente evitando attriti indesiderati.

Altri dati utilizzati per determinare i parametri dimensionali, sono le rilevazioni svolte su 20 pazienti con indice di massa corporea superiore a 30 presso il Centro di Chirurgia Bariatrica di Torino (**Figura 8**). Una conclusione che emerge subito è che il sedile deve risultare largo circa 75÷80 cm per accogliere gli obesi in modo ottimale.

sesto	età	altezza (cm)	peso (kg)	BMI (kg/m ²)	dist. ginocchia int/est(cm)	dist. piedi int/est(cm)	larghezza torace(cm)	larghezza spalle(cm)	larghezza ginocchio(cm)
M	54	174	125,9	41,6	18/55	28/47	50	51	21
M	62	167,5	103	36,7	34/53	40/61	43	48	19
M	57	158	103	41,2	20/51	27/48	52	46,6	22
M	26	171	113	38,6	35/58	32/56	44	51	18
M	53	178	140	44,2	36/60	30/52	48	55	21
M	57	170	88	30	20/41	19/39	42	44	16
M	66	176	133	43	31/51	25/48	40	50	19
F	31	163	83	31,2	15/40	18/35	44	37	17
F	51	157	78,5	33,1	17/43	25/41	39	44	16
F	42	166,5	79,5	28,2	21/40	31/40	40	42	16
F	32	162	109	41,2	16/43	18/38	59	51	29
F	47	155	73,5	30,6	15/33	21/38	31	34	15
F	47	165	111,5	41	18/40	25/41	38	42	20
F	37	166	118	42,8	20/45	20/35	43,2	41	24
F	45	165	115,7	42,5	20/45	19/38	40	50	19
F	44	158	82,4	33	18/40	23/42	42	36	18
F	53	150	91,6	40,7	13/45	25/42	38	41	23
F	57	153,5	79,1	33,8	16/38	19/36	36	43	17
F	48	165	85	31,2	9/32	20/40	40	40	24
F	44	174	94	31	7/25	8/25	37	42	15

Figura 8: misure prese da 20 pazienti con BMI>30, in posizione seduta

Le rilevazioni sono state utili nella determinazione della posizionamento dei rulli di spinta e della loro lunghezza, scelta di 25 cm. Una ulteriore regolazione consiste nel poter spostare questi in alto o in basso rispetto a K* (tra i 30 e i 40 cm con cinque possibili posizioni), così che chiunque, indipendentemente dalla taglia della tibia, possa esercitarsi al meglio.

3.3 Requisiti statici e dinamici

Come si può facilmente intuire, la sedia deve essere in grado di supportare dei pesi molto elevati, non solo staticamente ma anche dinamicamente. La struttura deve essere molto rigida e si deve evitare il ribaltamento, data l'elevata mobilità dell'utente durante lo svolgimento degli esercizi. Su indicazione medica e considerando le normali portate delle apparecchiature ospedaliere si è scelto un carico di progetto di 340 Kg [13], che comunque risulta già abbastanza alto per il primo prototipo e oltre il quale probabilmente la mobilità è talmente scarsa che diventa difficile immaginare l'esercizio fisico anche a bassissima intensità.

Essendo una macchina per il recupero e la riabilitazione, non è necessario far provare al soggetto dei carichi troppo intensi, ma piuttosto ci si deve concentrare su esercizi a bassa resistenza e elevata frequenza. Per questo motivo bisogna dare la possibilità di effettuare il movimento praticamente a corpo libero con una regolazione dell'intensità in funzione del progresso fisico di chi si esercita. Il sistema di attuazione che produce la resistenza al moto dell'utente nelle due modalità di utilizzo deve poter essere controllabile al fine di opporre una forza il più possibile costante durante l'esercizio e ovviamente fare ciò indipendentemente dalla velocità con la quale avviene. Per questi motivi si è scelto di non superare i 25 Kgf per gamba e i pochi Kgf per le braccia.

Considerando i pesi elevati di struttura, meccanismi, attuatori e parti costituenti, si superano gli 80 Kg; per questa ragione si è scelto di dotare la poltrona di due rotelle che all'occorrenza possono scendere e facilitare le operazioni di spostamento qualora fossero eseguite da un singolo.

3.4 Design e percezione della macchina

Nonostante questa tesi non si ponga come uno studio di design vero e proprio, l'aspetto estetico è stato fondamentale nelle scelte effettuate. Come detto in precedenza l'oggetto in questione deve essere esteticamente gradevole e potersi inserire in un contesto abitativo senza per forza ricordare al paziente che il suo compito è quello di "far faticare". Gli oggetti comuni dai quali si è preso maggiormente spunto sono le sedie da ufficio, soprattutto per lo schienale, e i divani per il meccanismo delle gambe. Quest'ultimo è stato creato non a caso a scomparsa sotto il piano della seduta, ed emerge solo parzialmente quando si ha la massima estensione, cosa che ha in comune con il sistema per esercitare le braccia. Ci devono perciò essere delle schermature per nascondere il più possibile cosa c'è sotto il paziente e per dare la forma che si desidera alla sedia.

Il sedile e lo schienale, a parte il rispetto delle quote antropometriche, devono accogliere il paziente e far sì che risulti comodo anche se utilizza il macchinario per diversi minuti. La proposta attuale prevede un telaio in legno che ospita alcuni fori per il fissaggio dei componenti. La questione relativa all'imbottitura e agli angoli vari dello schienale necessita di molta esperienza e di approfondimenti, per cui in fase di realizzazione del prototipo sarebbe meglio affidarsi a un professionista del settore. Gli unici accorgimenti estetici e funzionali evidenziati sono la maggiore estensione di supporto lombare a fronte poi di un restringimento nella parte alta dello schienale per liberare più spazio per le braccia, una maggiore stonatura del sedile nella parte posteriore, similmente alle comuni sedie, e alla necessità di coprire in qualche modo la parte di dietro dello schienale per nascondere le barre di acciaio a cui è collegato.

Uno degli aspetti fondamentali che si devono tenere in conto e che possono indurre alla scelta di una tecnologia piuttosto che un'altra è la rumorosità. Immaginare di eseguire esercizi in modo continuativo e sentire costantemente un sibilo di un motore elettrico, oppure un fischio di aria che si scarica non è il massimo nemmeno per chi gode di piena salute. La proposta di progetto in questa tesi prevede l'utilizzo di una resistenza di tipo pneumatico per il meccanismo delle gambe, ma in una configurazione circuitale tale per cui non si scarica aria in ambiente durante l'attività motoria. Nasce però la necessità di occupare un volume difficilmente ricavabile all'interno della poltrona: serve un box che contenga tutti gli ausiliari, possibilmente vicino alla sedia e che potrebbe assumere la forma di un tavolino sul quale si può montare uno schermo per attività ludiche o per monitorare l'attività svolta. Questo avrà una spina per essere alimentato dalla corrente e degli innesti rapidi per collegarsi alla macchina.

Non bisogna dimenticarsi che stiamo parlando di un oggetto che deve poter essere utilizzato anche all'interno di abitazioni. Perché ciò avvenga è chiaro che si debba poter introdurre senza che sia montato nel locale che lo dovrà ospitare. A tal proposito le normative stabiliscono le quote minime di larghezza delle porte interne, almeno 75 cm, e degli accessi alle unità immobiliari indipendenti che devono essere di almeno 80 cm [14]. Dal momento che il sedile

risulta essere largo 80 cm, si deve cercare di avere una profondità complessiva, chiaramente in posizione di schienale rientrato e verticale, possibilmente inferiore ai 75 cm.

4 Struttura portante e sollevamento

I pesi da sostenere e movimentare sono senza dubbio importanti, oltretutto non si ha né un carico concentrato né un carico che si mantiene in posizione statica anche quando non si sta regolando l'altezza della sedia. Dopo una fase preliminare di ricerca, in cui si sono analizzati i prodotti presenti sul mercato, si è optato per una soluzione simile alle comuni piattaforme di sollevamento che si vedono in officina. Due telai, uno inferiore che costituisce l'appoggio della poltrona al pavimento e uno superiore che sostiene il sedile, sono mantenuti paralleli e possono essere avvicinati od allontanati agendo sul meccanismo. Il collegamento tra i due avviene mediante un meccanismo a croce come si può vedere in **Figura 9**.

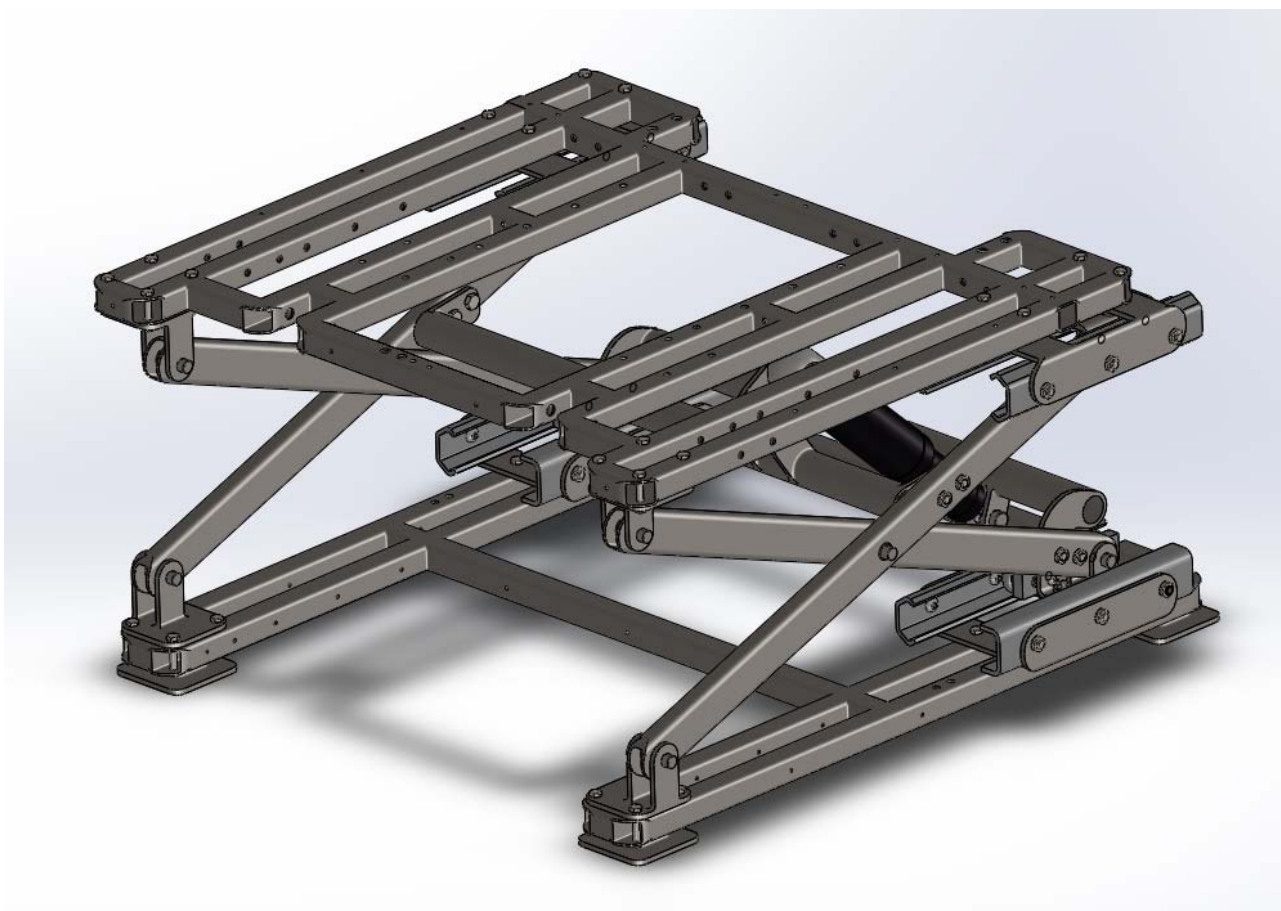


Figura 9 Vista d'insieme del sottosistema "sollevamento" isolato dal CAD complessivo della poltrona (Solidworks)

Il meccanismo non serve solo ad effettuare un movimento, ma diventa parte integrante della struttura e ne caratterizza la rigidezza. Le due "croci" sono poste agli estremi laterali della seduta e sono collegate ortogonalmente da due barre per assicurare un moto sincrono dei due lati e per ospitare l'attuatore. Le cerniere sono posizionate in modo da avere sempre una "pianta" molto estesa e quindi dei bracci delle reazioni vincolari grandi, a giovamento della stabilità.

Per avere una struttura poco deformabile e di alta resistenza si è scelto di impiegare dei profilati di acciaio, sia per le barre del sollevamento che per i telai. Questi ultimi sono ricavati tagliando e saldando dei profili cavi e ospitano tutta una serie di fori per attaccarvi i vari componenti e sottosistemi della poltrona.

4.1 Scelta della configurazione di attuazione

Scelta la struttura a croce, bisogna poi capire come applicare le forze per muovere la seduta e dove. In questo caso si sono analizzate tre possibili alternative, ognuna caratterizzata da pro e contro, che han portato all'individuazione della configurazione che meglio si sposasse con le esigenze progettuali. I ragionamenti che ci hanno portato ad escludere uno schema piuttosto che l'altro sono anche frutto di una trattazione analitica che per brevità è riportata solo relativamente alla alternativa effettivamente presente nel progetto. Sono invece presentati gli schemi funzionali eseguiti con il software GIM [15].

Un primo esempio di possibile configurazione è quella che si può vedere in **Figura 10** e consiste nel movimentare il meccanismo utilizzando un attuatore posto in orizzontale, sulla direzione congiungente D_0 e la cerniera mobile E_1 . Il carico da sollevare e sostenere si appoggia alla croce attraverso una cerniera e una guida lineare in D_1 collegate al telaio superiore, mentre sul telaio inferiore ci sono le cerniere fisse D_0 ed E_0 . Una barra ortogonale collega le due croci tra loro e con l'attuatore.

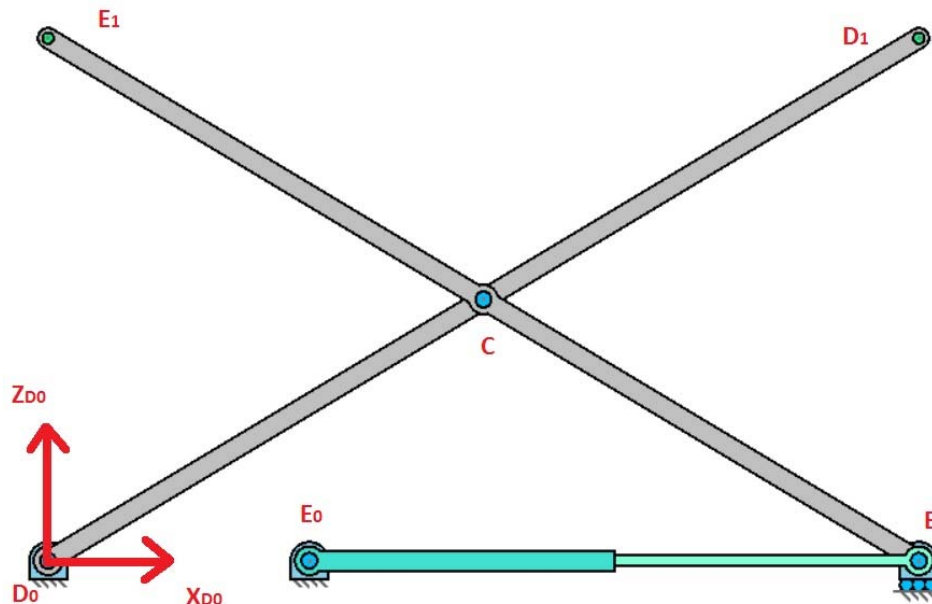


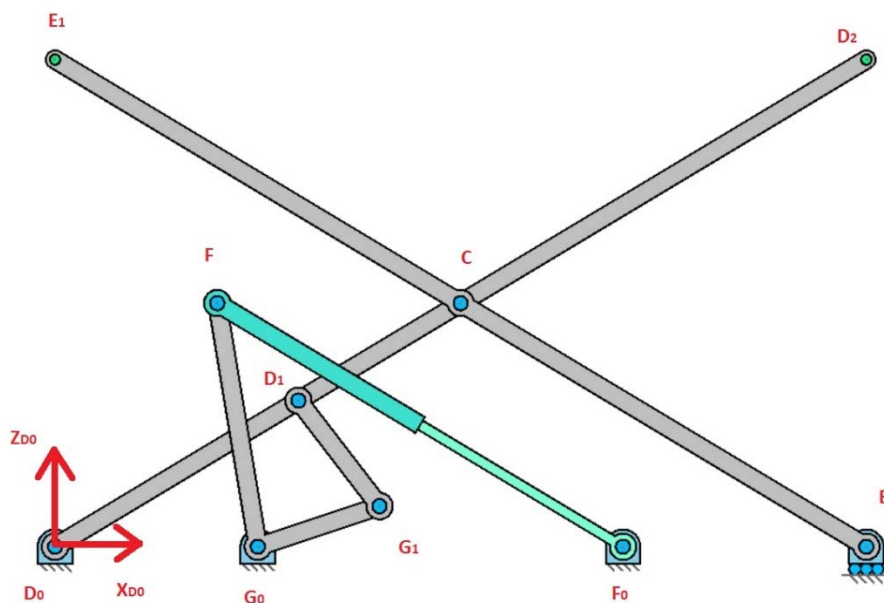
Figura 10: Schema funzionale con attuatore in orizzontale.

Questa soluzione presenta una serie di pro e contro che alla fine ne hanno determinato l'esclusione:

- L'attuatore posto in orizzontale occupa meno spazio;
- Semplicità costruttiva;

- Altro schema possibile è stato analizzato prendendo spunto da alcune soluzioni esistenti sul mercato delle carrozzine. In pratica si muove la croce agendo sul braccio collegato alla cerniera D_0 attraverso un cinematismo intermedio rappresentato da un quadrilatero articolato. Un disegno qualitativo si può vedere in **Figura 11**. Le cerniere D_0, G_0, F_0 sono fisse al telaio inferiore mentre E_1 si muove su una guida lineare. Il corpo FG_0G_1 nella vista tridimensionale è sostanzialmente un albero che attraversa orizzontalmente la seduta e collega le due estremità del meccanismo a forbice tra loro e con l'attuatore. Come prima si analizzano i pro e i contro:

- Crescente complessità progettuale e di costo di realizzazione;
- Possibilità di ottenere un rapporto di trasmissione circa costante;
- Scegliendo il rapporto tra i bracci $\overline{G_0G_1}$ e $\overline{G_0F}$ si può ottenere una buona riduzione del carico a patto di aumentare la corsa dell'attuatore;
- Anche scalando le dimensioni, si ottengono valori di sollecitazione in D_1 molto grandi visti i carichi di progetto da considerare, tenendo presente che abbiamo stringenti vincoli di volume;
- Il collegamento tra i due lati del meccanismo va comunque fatto con almeno un'altra barra di irrigidimento, perché quello rappresentato in figura non garantisce il sincronismo dei due.



Siccome si deve fare una escursione importante in altezza e ci sono carichi grandi da movimentare, questa soluzione non si sposa con le esigenze del progetto.

L'ultima configurazione analizzata, che è poi quella scelta nel progetto è descritta in **Figura 12**. L'attuatore esercita la sua azione tra due cerniere E_1 ed E_2 , entrambe mobili, e tridimensionalmente questo si traduce nell'avere due barre trasversali che collegano i due lati del meccanismo, dando grande rigidezza e allo stesso tempo trasferendo le forze dell'attuatore stesso.

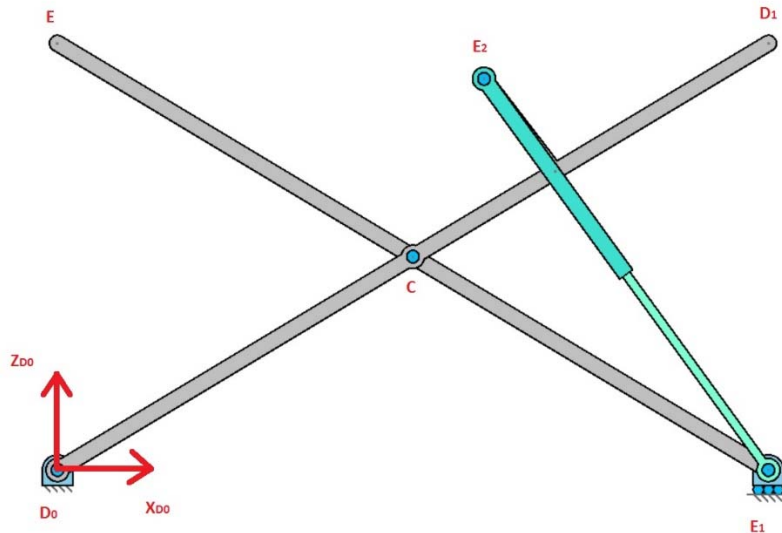


Figura 12: Schema funzionale della configurazione con attuatore su cerniera mobile

Approfondendo l'analisi si dimostra che con questa struttura si ottengono alcuni vantaggi che ci portano a preferirla rispetto alle altre due:

- Si può ottenere un rapporto di trasmissione pressoché costante, quindi con una velocità costante dell'attuatore non si avranno brusche accelerazioni del paziente;
- Le forze da esercitare sono perciò contenute e molto simili al carico da movimentare;
- La corsa dell'attuatore è minore rispetto ai casi precedenti;
- Possibilità di inserire l'attuatore in posizione abbastanza centrale rispetto alla larghezza della sedia.
- Le barre che ospitano l'attuatore aumentano la rigidezza perché c'è un grande braccio rispetto alla cerniera fissa D_0 .

4.2 Scelta dei parametri e analisi cinematica

La scelta dei parametri è stata effettuata in maniera iterativa, al fine di rispettare tutta una serie di vincoli progettuali propri del sottosistema in esame:

- Attenzione agli ingombri e al volume disponibile;
- Avere una distanza $\overline{D_0E_1}$ non troppo ridotta in qualsiasi configurazione, in modo da non perdere stabilità;
- Compatibilità con i comuni attuatori elettrici in commercio, in termini di corsa standard, lunghezza iniziale e forza massima esercitabile;
- Rapporto di trasmissione, inteso come il rapporto tra l'innalzamento della seduta e l'allungamento dell'attuatore, deve essere il più possibile costante, per avere una velocità di salita o discesa costante se lo è quella dell'attuatore;

- Ottenere un innalzamento della seduta di almeno 12 cm movimentando il carico;
- Riuscire a movimentare un carico di 4000 N.

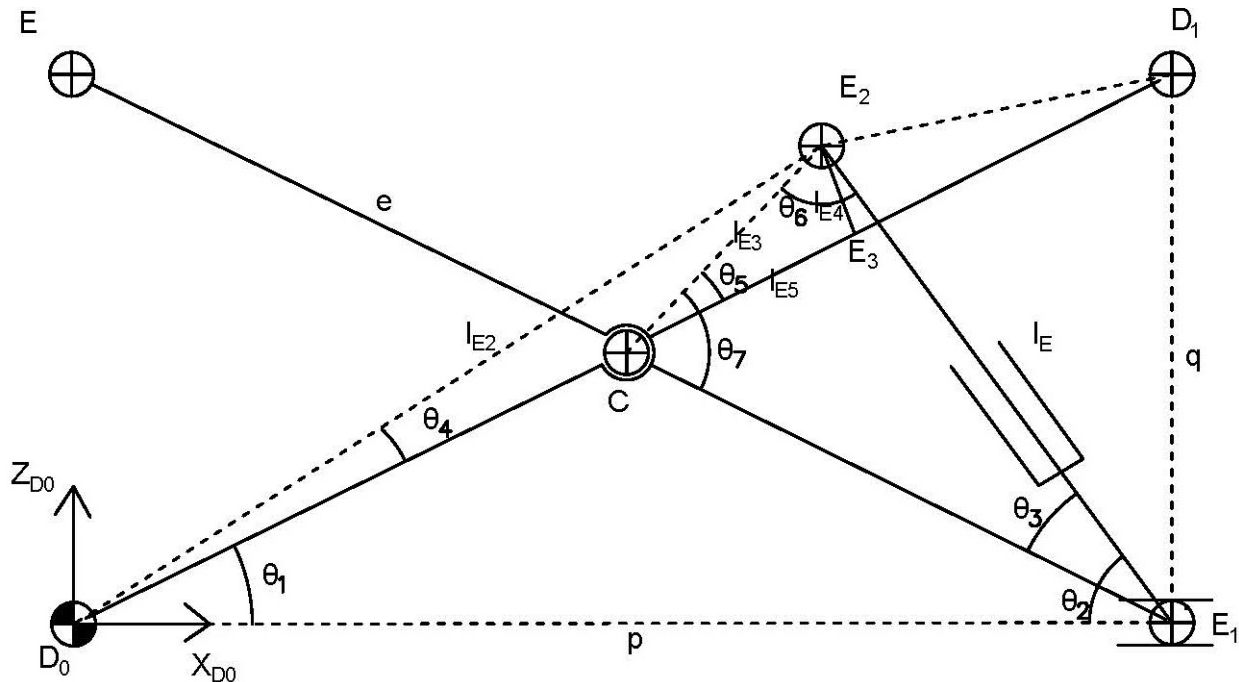


Figura 13: Schema funzionale della soluzione progettuale con la simbologia adottata

In Figura 13 è presentata la simbologia utilizzata successivamente nella trattazione analitica:

- θ_1 : angolo tra la direzione orizzontale e il braccio D_0D_1 ;
- θ_2 : angolo tra la direzione orizzontale e quella dell'attuatore;
- θ_3 : angolo tra l'attuatore e il braccio EE_1 ;
- θ_4 : angolo tra la direzione congiungente le cerniere D_0 ed E_2 e il braccio D_0D_1 ;
- θ_5 : angolo tra la direzione congiungente le cerniere C ed E_2 e il braccio D_0D_1 ;
- θ_6 : angolo tra la direzione dell'attuatore e la congiungente le cerniere C ed E_2 ;
- θ_7 : angolo tra il braccio EE_1 e la congiungente le cerniere C ed E_2 ;
- l_E : lunghezza dell'attuatore;
- l_{E2} : distanza tra D_0 ed E_2 ;
- l_{E3} : distanza tra C ed E_2 ;
- l_{E4} : distanza tra E_2 e il punto di incastro E_3 ;
- l_{E5} : distanza tra C e il punto di incastro E_3 ;
- e : semi-lunghezza dei bracci del pantografo;
- q : altezza iniziale del meccanismo;
- p : base iniziale del meccanismo.

I parametri scelti sono:

- $\theta_{2,0}=43^\circ$;
- $p=570$ mm;
- $q=210$ mm;

- $l_{E,0}=305$ mm;

Dove il pedice “0” indica il riferimento alla condizione iniziale di meccanismo ad altezza minima. L’attuatore selezionato avrà come lunghezza iniziale l_{E0} ed è caratterizzato da una corsa di 50 mm con la quale si può coprire una escursione di 120 mm nella quota del punto D_1 . Seguono alcuni calcoli per la determinazione della geometria e della cinematica del problema.

L’input funzionale è la lunghezza dell’attuatore l_E , questo determina un angolo $\theta_1(l_E)$, che a sua volta ancora definisce la coordinata verticale $z_{D1}(\theta_1(l_E))$, secondo la catena cinematica rappresentata in **Figura 13**.

$$e = \frac{\sqrt{q^2 + p^2}}{2}$$

$$\theta_{1,0} = \text{atan}\left(\frac{q}{p}\right)$$

$$\theta_{3,0} = \theta_{2,0} - \theta_{1,0}$$

$$x_{E2,0} = p - l_{E,0} \cos(\theta_{2,0})$$

$$l_{E2} = \sqrt{x_{E2,0}^2 + z_{E2,0}^2}$$

$$\theta_4 = \text{atan}\left(\frac{z_{E2,0}}{x_{E2,0}}\right) - \theta_{1,0}$$

$$l_{E4} = l_{E2} \sin(\theta_4)$$

$$l_{E5} = l_{E2} \cos(\theta_4) - e$$

Applicando il teorema del coseno al triangolo $\overline{D_0E_2C}$ si ottiene:

$$l_{E3} = \sqrt{e^2 + l_{E2}^2 - 2 e l_{E2} \cos(\theta_4)}$$

Utilizzando il teorema del seno e del coseno sul triangolo $\overline{E_1E_2C}$ si ottiene:

$$\frac{e}{\sin(\theta_6)} = \frac{l_{E3}}{\sin(\theta_3)}$$

$$e^2 = l_{E3}^2 + l_E^2 - 2 l_{E3} l_E \cos(\theta_6)$$

Combinandole si ottiene:

$$\theta_6 = \text{acos}\left(\frac{e^2 - l_{E3}^2 - l_E^2}{-2 l_{E3} l_E}\right)$$

$$\theta_3 = \text{asin}\left(\frac{l_{E3}}{e} \sin(\theta_6)\right)$$

Si procede ricavando le ultime variabili di interesse:

$$\theta_7 = 180 - \theta_3 - \theta_6$$

$$\theta_5 = \text{atan}\left(\frac{l_{E2} \sin(\theta_4)}{l_{E2} \cos(\theta_4) - e}\right)$$

$$\theta_1 = \frac{\theta_7 - \theta_5}{2}$$

E infine:

$$z_{D1} = 2 e \sin(\theta_1)$$

Per studiare la geometria è stato comodo l'utilizzo di Matlab per la visualizzazione del movimento e degli ingombri, prima ancora di effettuare un dimensionamento dei link del meccanismo. Il rapporto di trasmissione ottenuto è praticamente costante come si vede in **Figura 14**, e questo come detto in precedenza è un bene perché così la velocità di innalzamento o abbassamento della seduta è costante se lo è quella di allungamento o accorciamento dell'attuatore.

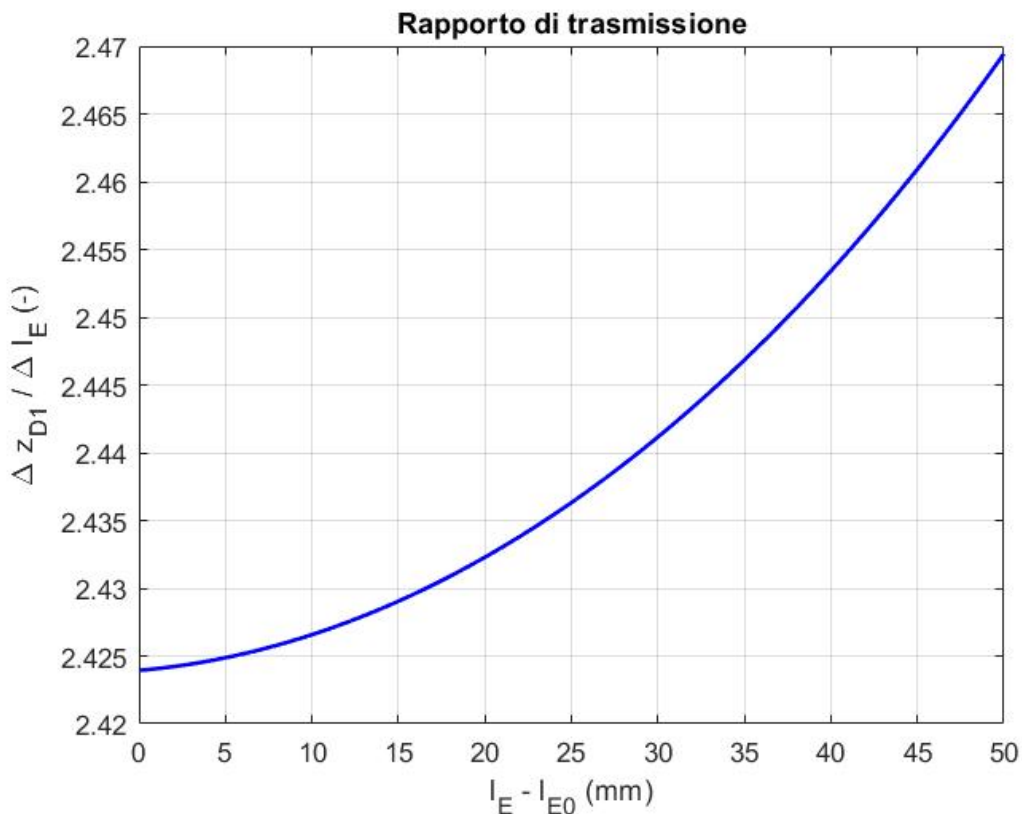


Figura 14: rapporto tra l'innalzamento della seduta e l'allungamento dell'attuatore in funzione di quest'ultimo.

In **Figura 15** viene presentato il grafico utilizzato per studiare il movimento del meccanismo nelle due posizioni iniziale e finale, mentre in **Figura 16** c'è il corrispondente preso dal progetto esecutivo. In **Figura 17** c'è il corrispondente schema funzionale che rappresenta le due posizioni estreme.

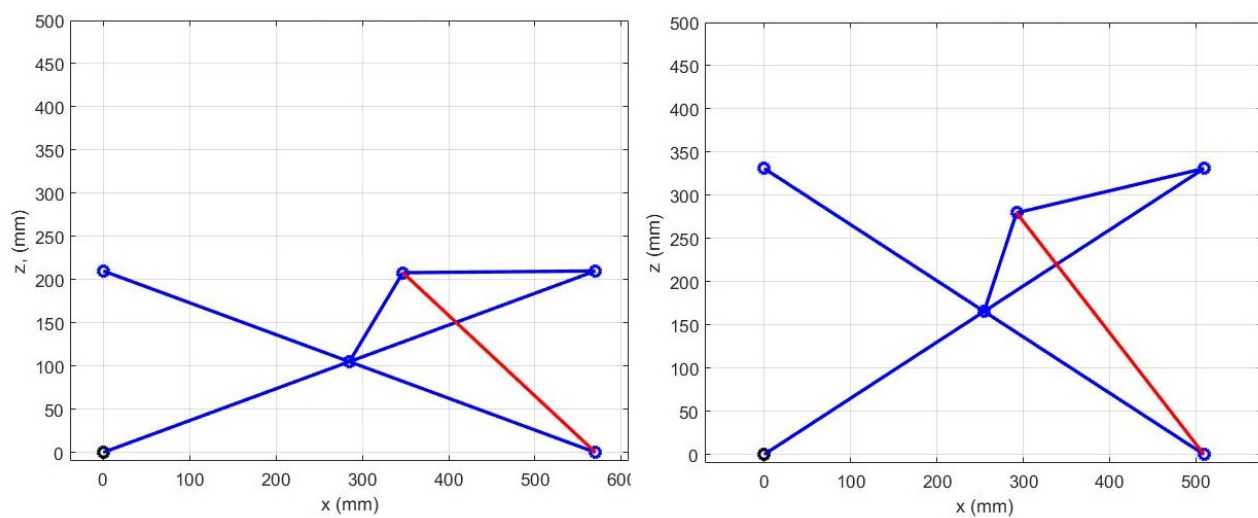


Figura 15: Rappresentazione del meccanismo chiuso e aperto tramite il comando "movie" di Matlab (vista laterale sinistra)

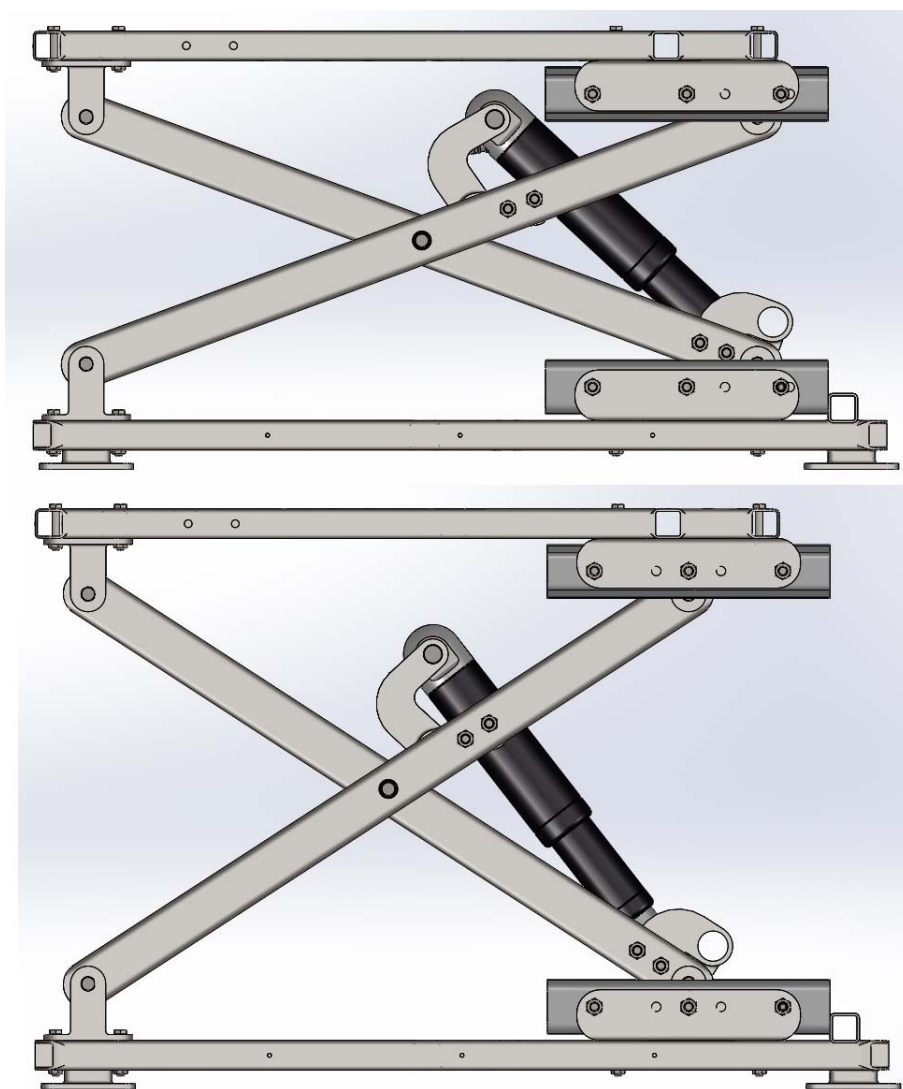


Figura 16: Immagine del meccanismo di sollevamento nelle due posizioni di altezza minima e massima tratta dal CAD.

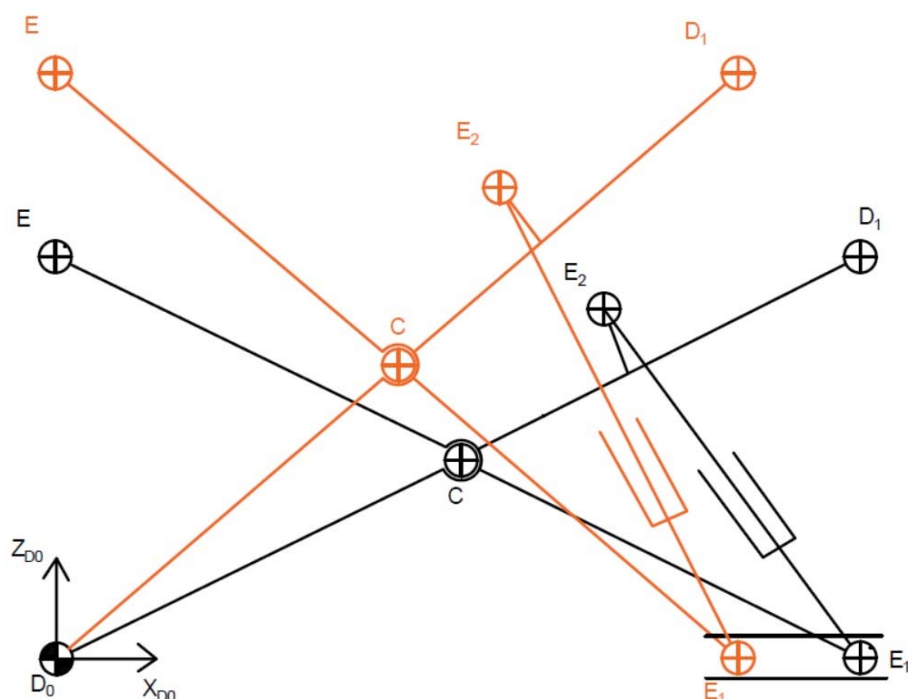


Figura 17: Rappresentazione schematica delle posizioni estreme del meccanismo corrispondenti alle due viste estratte dal CAD

In **Figura 18** si vede la sedia nelle due posizioni di altezza massima e minima con la copertura esterna che nasconde ciò che c'è sotto la seduta per motivi estetici e di sicurezza.

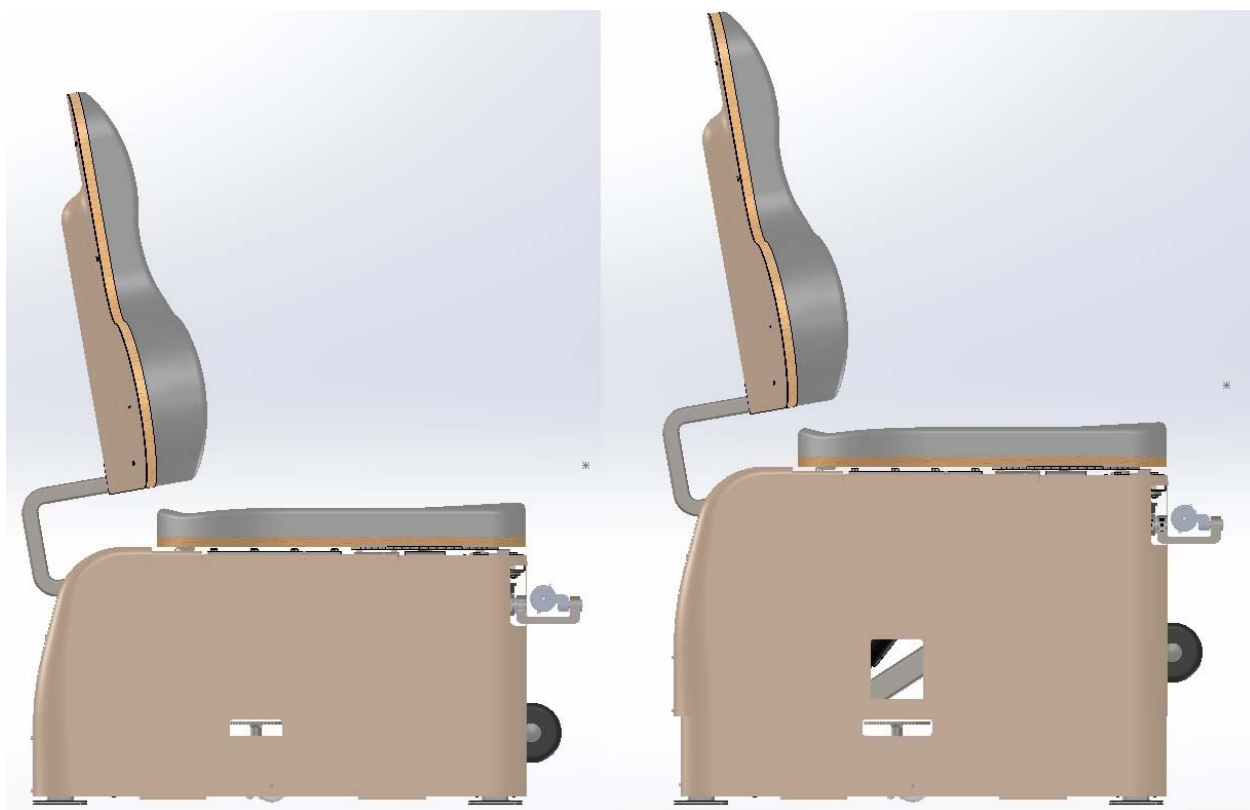


Figura 18: Rappresentazione della sedia nelle due configurazioni di altezza minima e massima della seduta estratte dal CAD Solidworks del progetto.

4.3 Calcolo delle forze e delle reazioni vincolari interne ed esterne

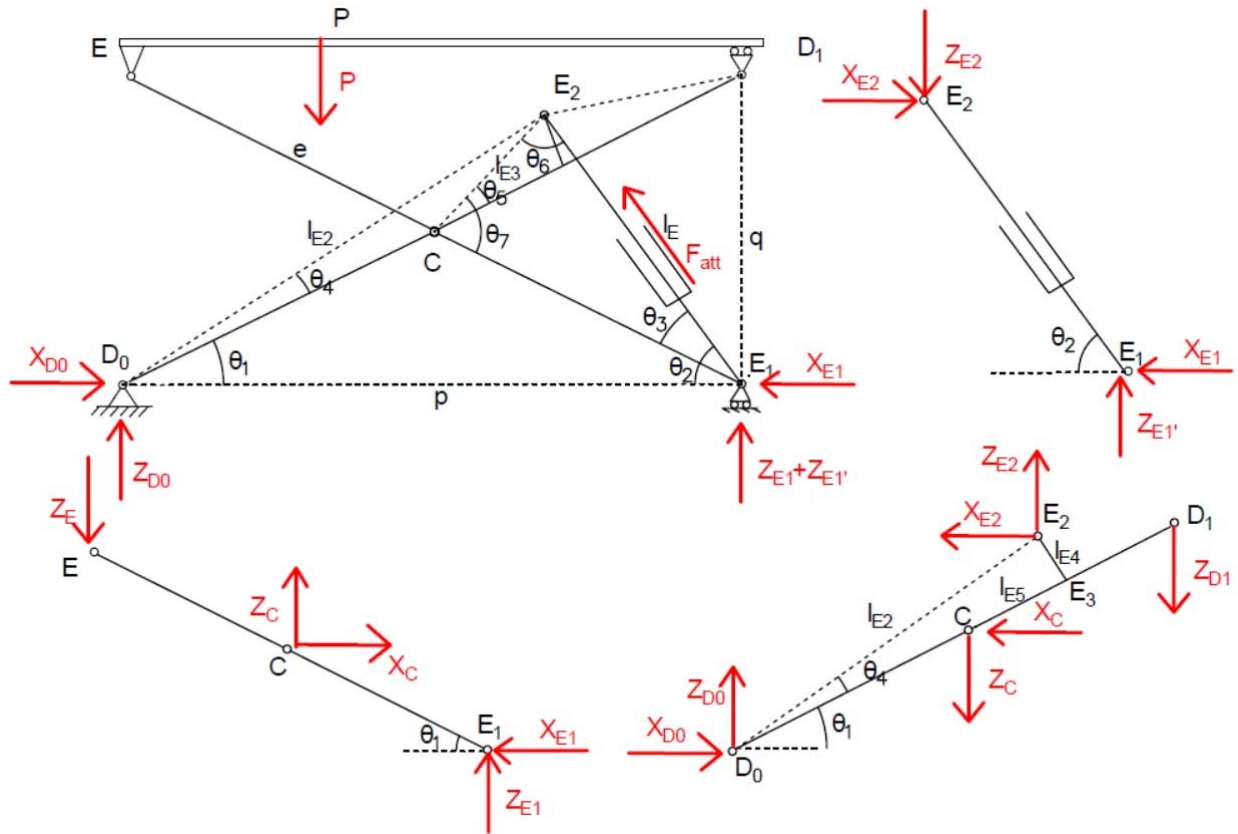


Figura 19: Diagrammi di corpo libero per la scrittura delle equazioni di equilibrio statico per i link del meccanismo.

Il calcolo delle reazioni interne ed esterne è il primo passo per determinare poi gli sforzi agenti sui link e serve per scegliere la taglia dell'attuatore e le guide lineari, in quanto anch'esse sono caratterizzate da una portata in peso nominale. I calcoli sono eseguiti con un peso di progetto $P = 4000 \text{ N}$. Questa forza viene considerata concentrata, per semplicità progettuale, e si varia la distanza $\overline{EP} = s$ per valutare le condizioni più critiche. Risulta chiaro che nella scelta dell'attuatore non importa il valore di s , invece le guide lineari saranno maggiormente sollecitate quando il carico si trova sull'estremo $D1$ e quindi $s = p$.

Si imposta il seguente sistema di 10 equazioni in 10 incognite a partire dai diagrammi di corpo libero di **Figura 19**:

$$P = Z_E + Z_{D1}$$

$$P s = Z_{D1} \overline{ED_1}$$

$$Z_E - Z_C - Z_{E1} = 0$$

$$X_C = X_{E1}$$

$$Z_E e \cos(\theta_1) + Z_{E1} e \cos(\theta_1) - X_{E1} e \sin(\theta_1) = 0$$

$$X_{D0} - X_C - X_{E2} = 0$$

$$Z_{D0} - Z_C + Z_{E2} - Z_{D1} = 0$$

$$X_C e \sin(\Theta_1) - Z_C e \cos(\Theta_1) + X_{E2} l_{E2} \sin(\Theta_1 + \Theta_4) + Z_{E2} l_{E2} \cos(\Theta_1 + \Theta_4) - Z_{D1} 2 e \cos(\Theta_1) = 0$$

$$X_{E2} = X_{E1}$$

$$Z_{E2} = X_{E2} \tan(\Theta_2)$$

Combinando queste equazioni, operando delle semplici sostituzioni, e indicando con la variabile $K = \frac{e \sin(\Theta_1) + l_{E2} \sin(\Theta_1 + \Theta_4) + \tan(\Theta_2) l_{E2} \cos(\Theta_1 + \Theta_4)}{e \cos(\Theta_1)}$:

$$Z_{D1} = \frac{P s}{E D1}$$

$$Z_E = P - Z_{D1}$$

$$X_{E2} = \frac{2 Z_E e \cos(\Theta_1) + Z_{D1} 2 e \cos(\Theta_1)}{K + e \sin(\Theta_1)} = X_{E1} = X_C$$

$$Z_{E2} = X_{E2} \tan(\Theta_2)$$

$$X_{D0} = 2 X_{E2}$$

$$Z_C = \frac{X_{E2} K - Z_{D1} 2 e \cos(\Theta_1)}{e \cos(\Theta_1)}$$

$$Z_{D0} = Z_C - Z_{E2} + Z_{D1}$$

$$Z_{E1} = Z_E - Z_C$$

Una volta trovate le reazioni vincolari esterne si procede a valutare la forza esercitata dall'attuatore e la sollecitazione della guida lineare nel caso peggiore:

$$F_{att} = \sqrt{X_{E2}^2 + Z_{E2}^2}$$

$$Z_{E1 \text{ guida}} = Z_{E1} + F_{attz} = Z_{E1} + F_{att} \sin(\Theta_2)$$

In **Figura 20** e in **Figura 21** vengono rappresentate rispettivamente la forza che deve esercitare l'attuatore e la sollecitazione della guida lineare nella condizione più sfavorevole.

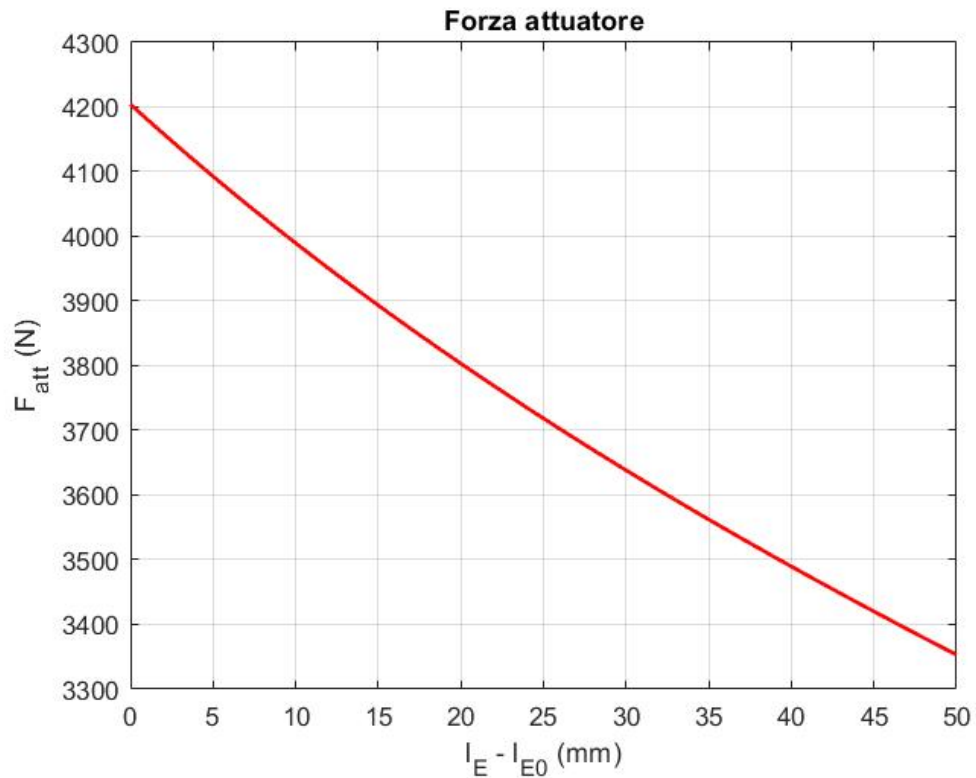


Figura 20: Forza che deve esercitare l'attuatore quando movimenta il carico di progetto in funzione dell'allungamento dello stesso.

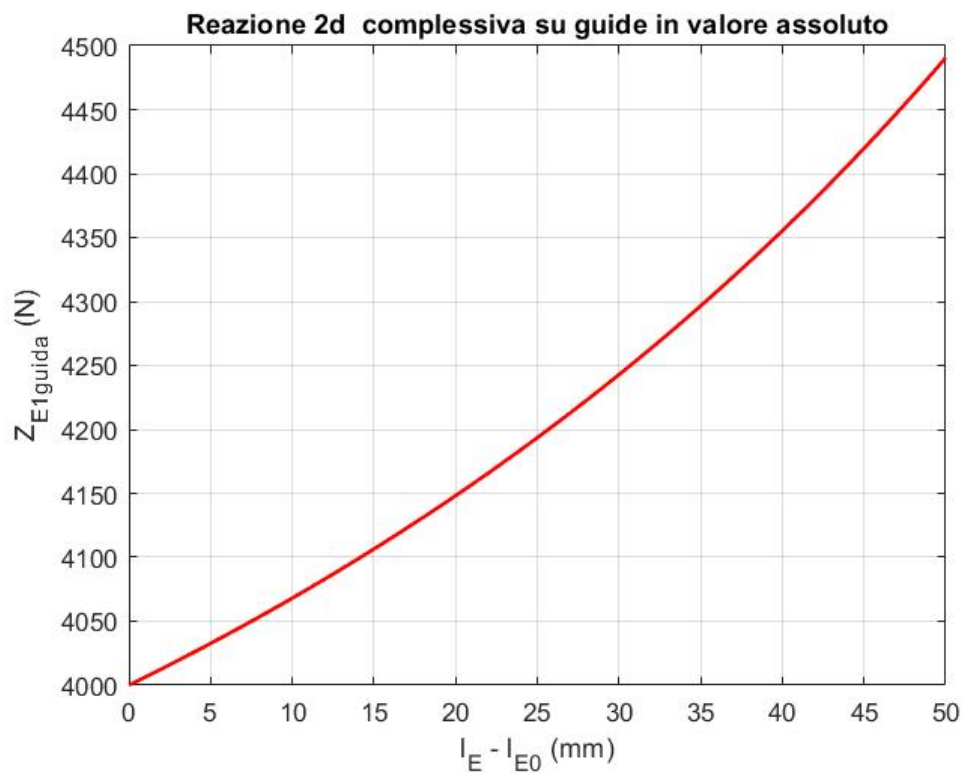


Figura 21: Reazione complessiva che grava sulla guida quando il carico di progetto è posizionato nel punto per cui $s=p$ in funzione dell'allungamento dell'attuatore. Questa forza si ripartirà tra i due lati del meccanismo.

4.4 Andamento degli sforzi

Ci si rifà alla configurazione semplificata per cui E_2 è collegato al link D_0D_1 tramite un incastro ortogonale al braccio stesso (nella soluzione costruttiva non è perfettamente così, ma poco cambia). Si suppone di avere il peso equamente distribuito sui due lati del meccanismo, e questo si traduce semplicemente nella divisione per due delle forze calcolate nel capitolo 4.3. Siccome ci si riferisce ad una semplificazione, si fa comunque una analisi agli elementi finiti per valutare deformazioni e l'effettiva validità delle ipotesi.

La prima cosa da fare è fissare il sistema di riferimento locale per definire gli sforzi, dopodiché si proiettano le forze nelle due direzioni scelte e si procede con la divisione per campate dei link. Di seguito sono riportati i risultati analitici. Si parte col primo diagramma di corpo libero in **Figura 22**.

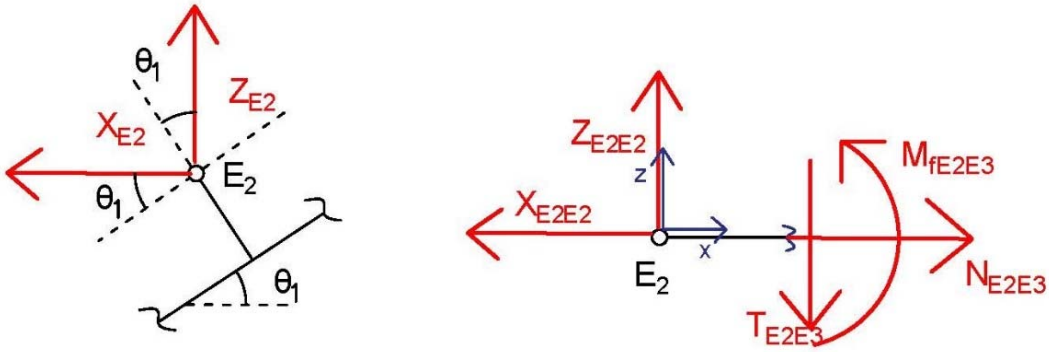


Figura 22: Diagramma di corpo libero del tratto E_2E_3 .

$$X_{E2E2} = X_{E2} \sin(\theta_1) + Z_{E2} \cos(\theta_1)$$

$$Z_{E2E2} = X_{E2} \cos(\theta_1) - Z_{E2} \sin(\theta_1)$$

Con $x: 0 \rightarrow l_{E4}$

$$N_{E2E3} = X_{E2E2}$$

$$T_{E2E3} = -Z_{E2E2}$$

$$M_{fE2E3} = -Z_{E2E2} x$$

Il momento flettente nell'incastro è l'inverso del momento di trasporto M_{E3} che si vede in **Figura 23**.

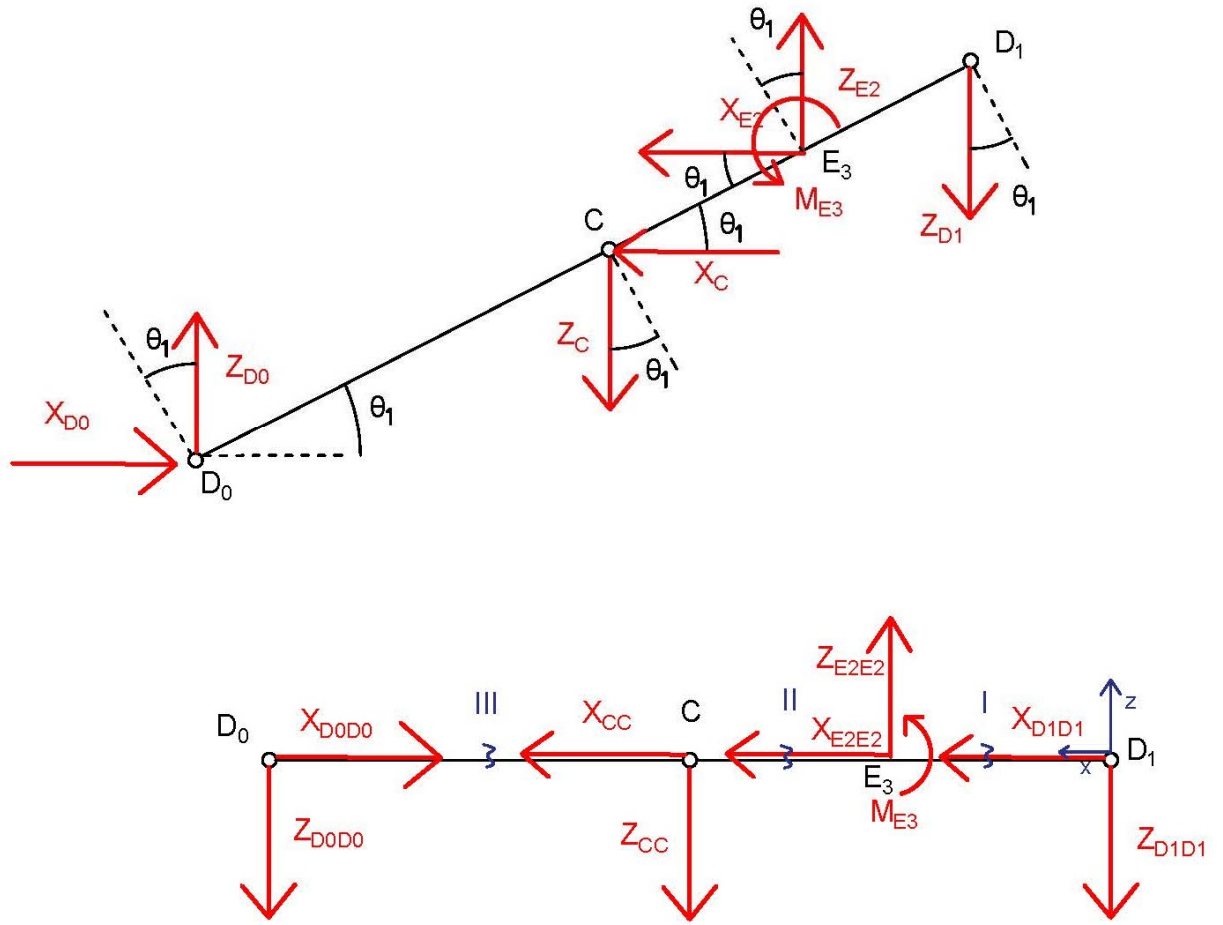


Figura 23: Diagramma di corpo libero del link D_0D_1 .

$$X_{D_1D_1} = Z_{D_1} \sin(\theta_1)$$

$$Z_{D_1D_1} = Z_{D_1} \cos(\theta_1)$$

$$Z_{E_2E_2} = Z_{E_2} \cos(\theta_1) + X_{E_2} \sin(\theta_1)$$

$$X_{E_2E_2} = X_{E_2} \cos(\theta_1) - Z_{E_2} \sin(\theta_1)$$

$$X_{CC} = X_C \cos(\theta_1) + Z_C \sin(\theta_1)$$

$$Z_{CC} = Z_C \cos(\theta_1) - X_C \sin(\theta_1)$$

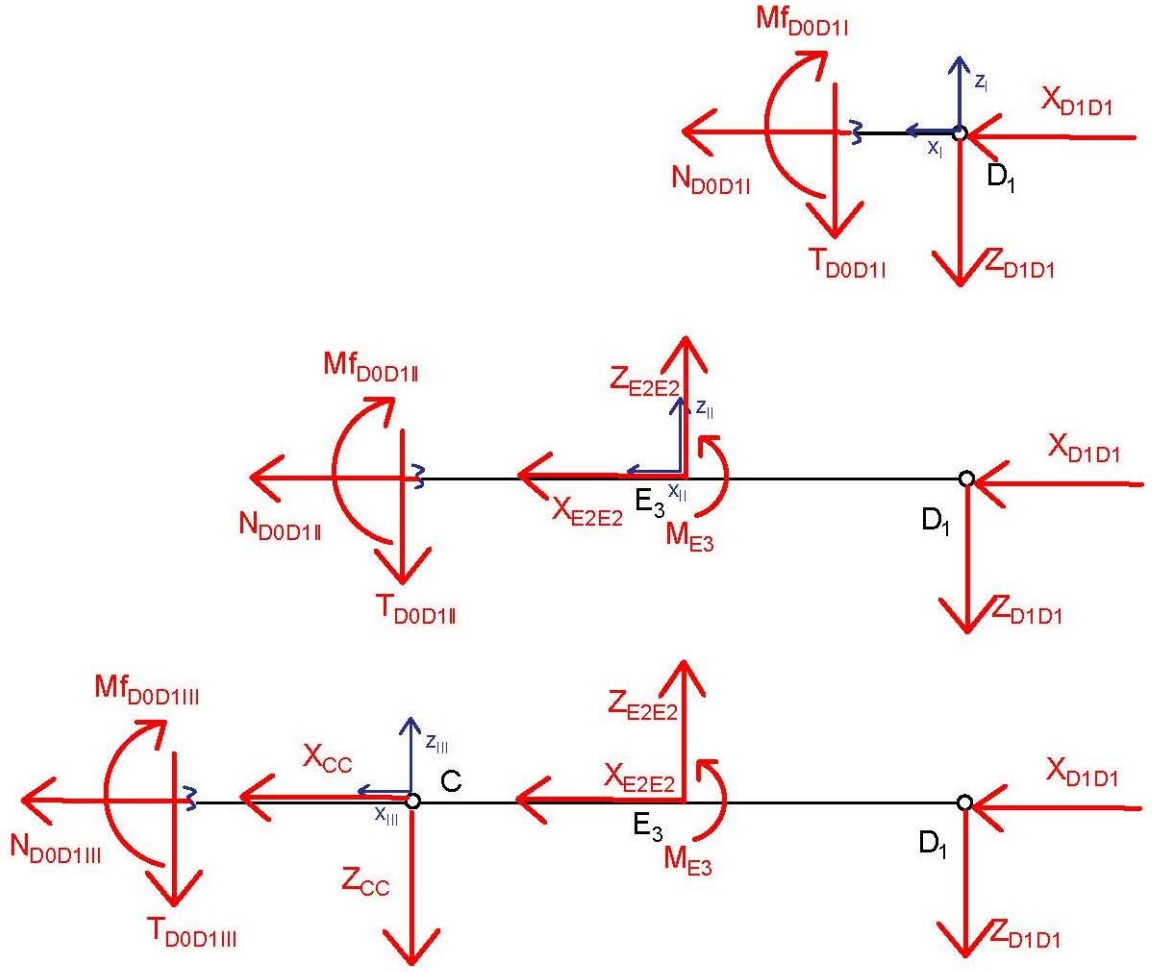


Figura 24: Schema per la determinazione degli andamenti degli sforzi per il link D_0D_1 .

Con $x_I: 0 \rightarrow e - l_{E5}$

$$N_{D0D1I} = -X_{D1D1}$$

$$T_{D0D1I} = -Z_{D1D1}$$

$$M_{fD0D1I} = -Z_{D1D1} x_I$$

Con $x_{II}: 0 \rightarrow l_{E5}$

$$N_{D0D1II} = -X_{E2E2} - X_{D1D1}$$

$$T_{D0D1II} = Z_{E2E2} - Z_{D1D1}$$

$$M_{fD0D1II} = M_{E3} + Z_{E2E2} x_{II} - Z_{D1D1} (x_{II} + e - l_{E5})$$

Con $x_{III}: 0 \rightarrow e$

$$N_{D0D1III} = -X_{CC} - X_{E2E2} - X_{D1D1}$$

$$T_{D0D1III} = -Z_{CC} + Z_{E2E2} - Z_{D1D1}$$

$$M_{fD0D1III} = -Z_{CC} x_{III} + Z_{E2E2} (x_{III} + l_{E5}) + M_{E3} - Z_{D1D1} (x_{III} + e)$$

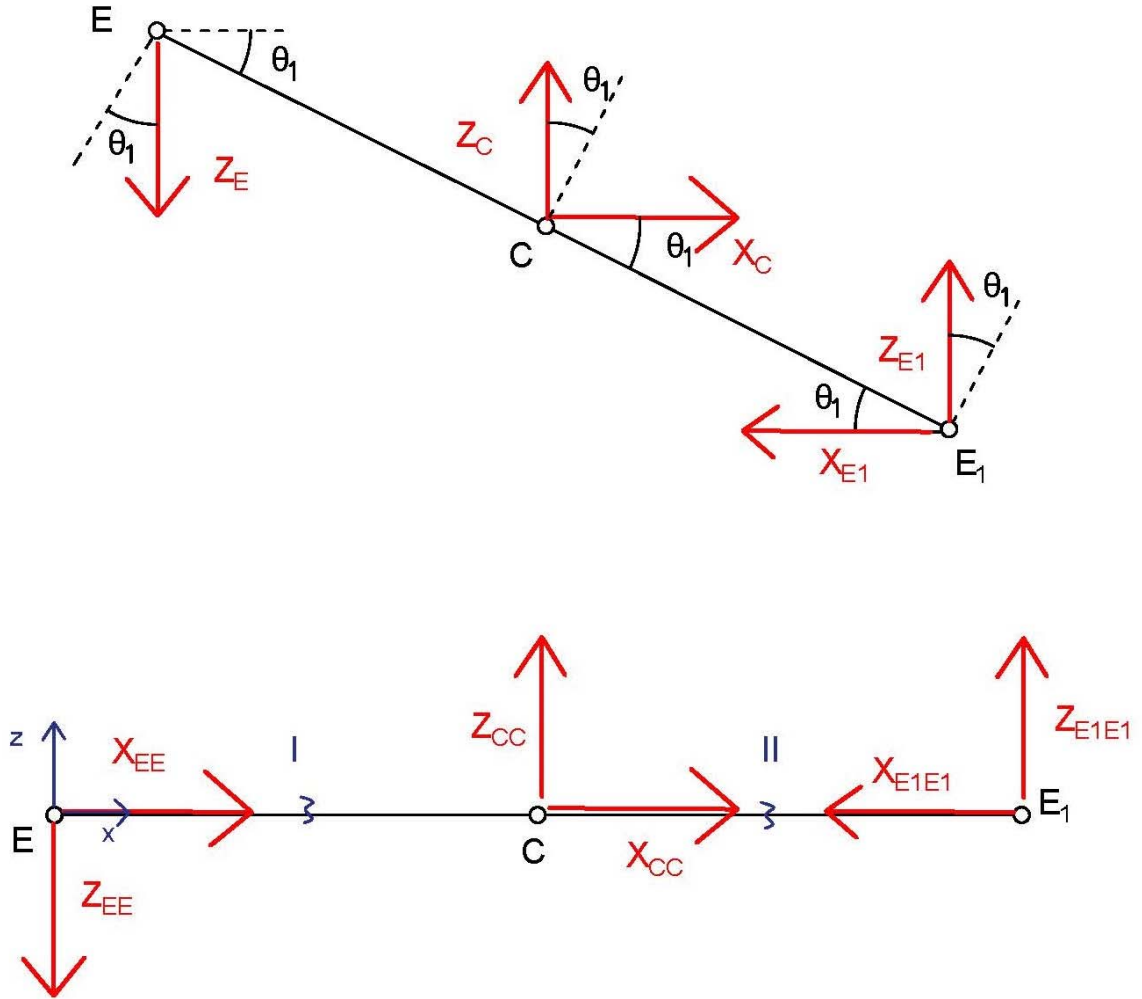


Figura 25: Diagramma di corpo libero del link EE_1 .

$$X_{EE} = Z_E \sin(\theta_1)$$

$$Z_{EE} = Z_E \cos(\theta_1)$$

$$Z_{CC} = Z_C \cos(\theta_1) + X_C \sin(\theta_1)$$

$$X_{CC} = X_C \cos(\theta_1) - Z_C \sin(\theta_1)$$

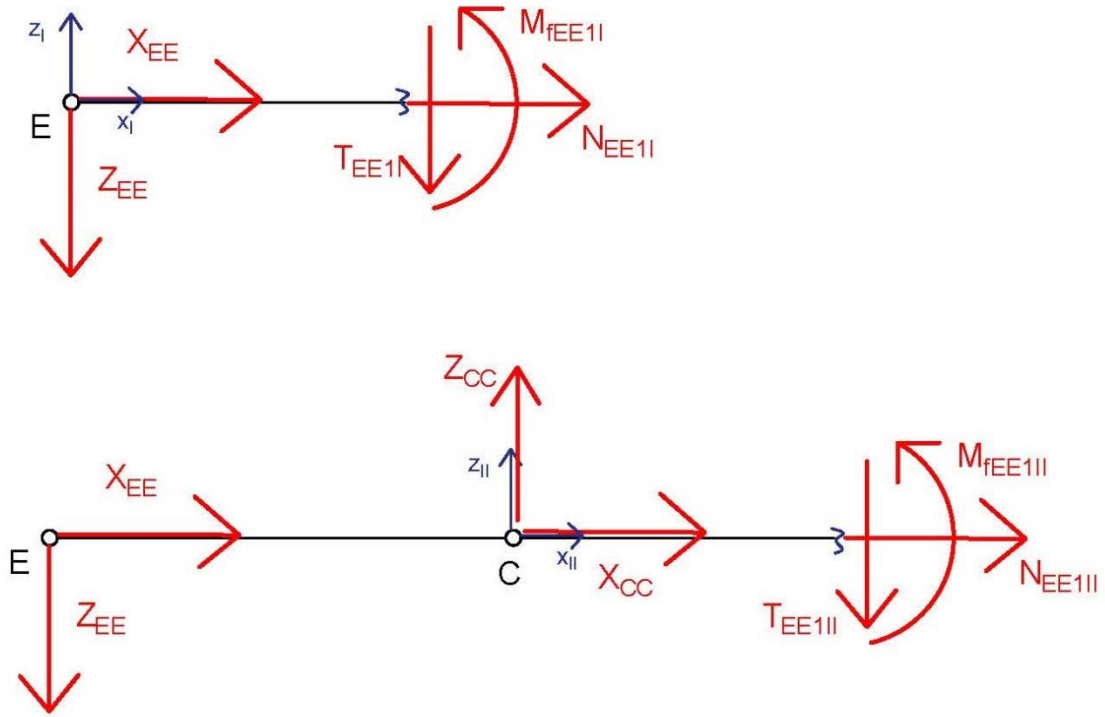


Figura 26: Schema per la determinazione dell'andamento degli sforzi per il link EE_1 .

Con $x_I: 0 \rightarrow e$

$$N_{EE1I} = -X_{EE}$$

$$T_{EE1I} = -Z_{EE}$$

$$M_{fEE1I} = -Z_{EE} x_I$$

Con $x_{II}: 0 \rightarrow e$

$$N_{EE1II} = -X_{EE} - X_{CC}$$

$$T_{EE1II} = -Z_{EE} + Z_{CC}$$

$$M_{fEE1II} = -Z_{EE} (e + x_{II}) + Z_{CC} x_{II}$$

La situazione peggiore si ottiene quando il pantografo è maggiormente chiuso, ovvero alla quota minima della seduta e a pieno carico. Per il link EE_1 sarà più gravoso il caso con P agente su E , mentre il link D_0D_1 sarà maggiormente sollecitato quando P agirà su D_1 . Di seguito sono riportati gli andamenti degli sforzi, calcolati con le relazioni precedenti, lungo i due bracci del meccanismo di sollevamento; valori che saranno utilizzati nel dimensionamento degli stessi. I risultati grafici sono presentati in **Figura 27** e in **Figura 28**.

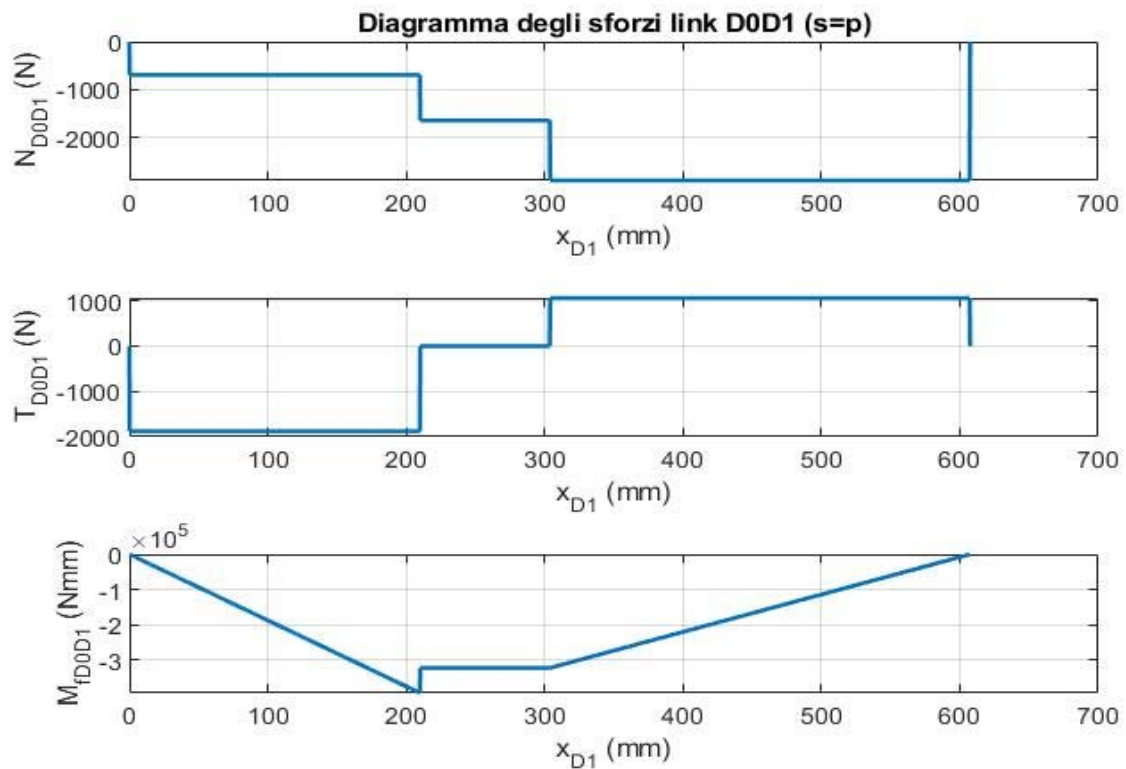


Figura 27: Andamento degli sforzi del link D_0D_1 .

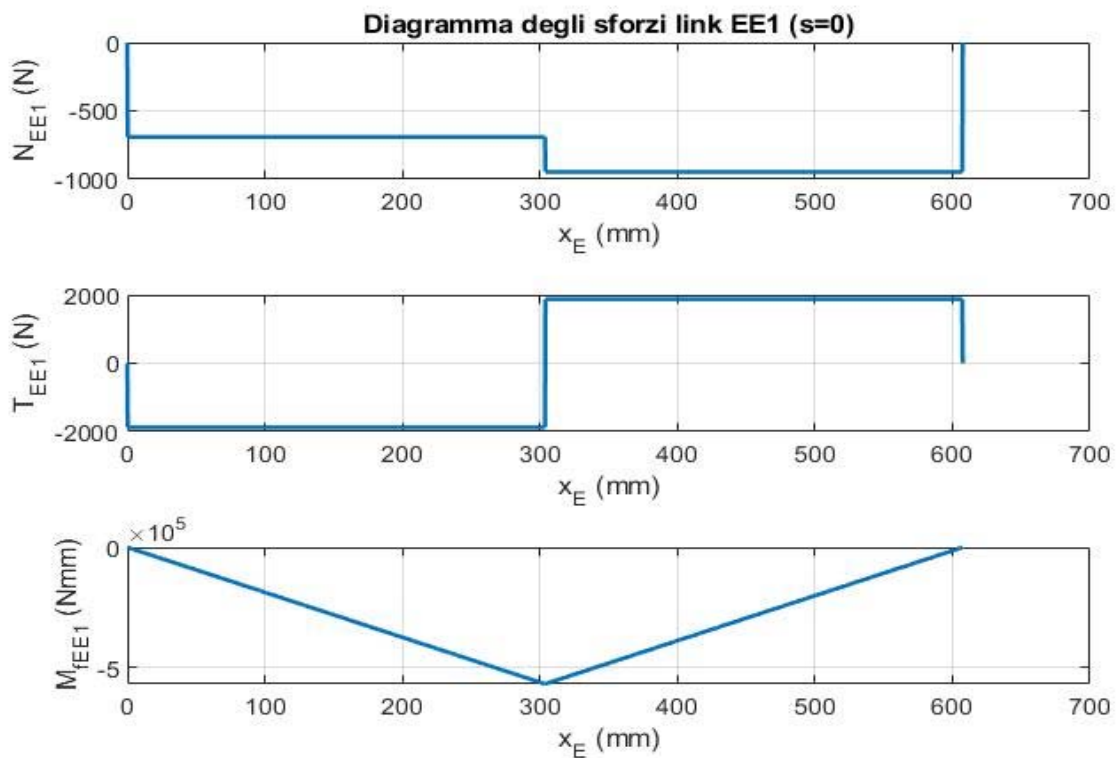


Figura 28: Andamento degli sforzi del link EE_1 .

4.5 Dimensionamento di bracci e perni

Una volta calcolate le forze in gioco e gli sforzi interni, si procede al dimensionamento dei componenti del meccanismo. Per quanto riguarda i bracci devono essere garantiti i seguenti punti:

- L'assenza di snervamento e rottura, con un opportuno coefficiente di sicurezza, nelle condizioni operative peggiori possibili;
- Evitare l'eccessiva deformazione dei bracci nelle varie condizioni di carico, che porterebbero a variazioni di quota della seduta non trascurabili e a una probabile non uniformità di movimento tra le due guide scorrevoli opposte, con conseguente meccanismo "sbilenco";
- Rendere i link il più possibile leggeri compatibilmente con i punti precedenti.

In un primo tempo si è pensato di utilizzare dei profilati in lega d'alluminio per la leggerezza; il problema però è che per garantire le specifiche crescono le dimensioni delle sezioni necessarie a soddisfarle. Inoltre, avendo delle sezioni cave, per evitare snervamenti locali nei pressi delle cerniere si devono prevedere perni molto grandi e conseguentemente un aumento di dimensioni dei bracci. La scelta più opportuna si è rivelata essere l'acciaio, in particolare si sono impiegati dei profilati 40x20x3 in acciaio non legato a grano fine formato a freddo di qualità S355 secondo Norma UNI EN 10219 (**Figura 29**).

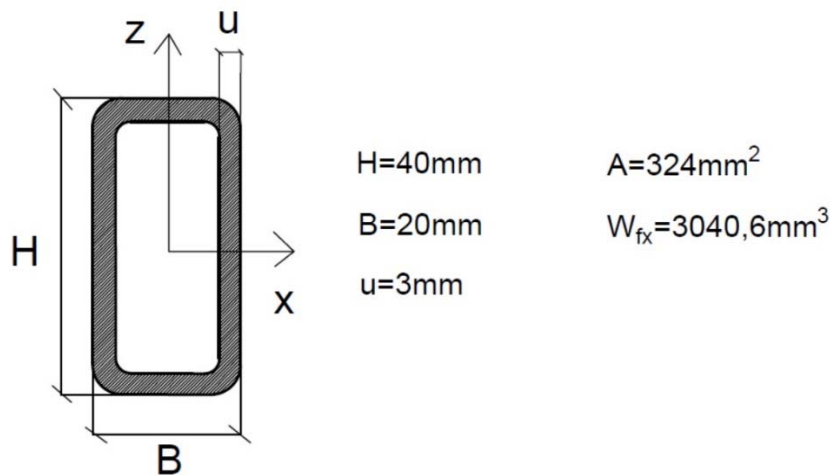


Figura 29: Caratteristiche della sezione del profilato impiegato.

Si calcolano le tensioni interne a partire dagli sforzi nel seguente modo:

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\tau = 1.5 \frac{T}{A}$$

Si valutano poi le tensioni equivalenti attraverso il metodo di Von Mises e il Coefficiente di Sicurezza allo snervamento:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{Mf})^2 + 3 \tau^2}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{eq,max}}{R_{p0,2}}$$

Di seguito (**Figura 30**) sono presentati i risultati grafici. Il *C.S.* minimo ricavato analiticamente è pari a 1,9 ed è proprio del link EE_1 nella condizione di carico più gravosa, ovvero per $s = 0$ e quota minima della seduta.

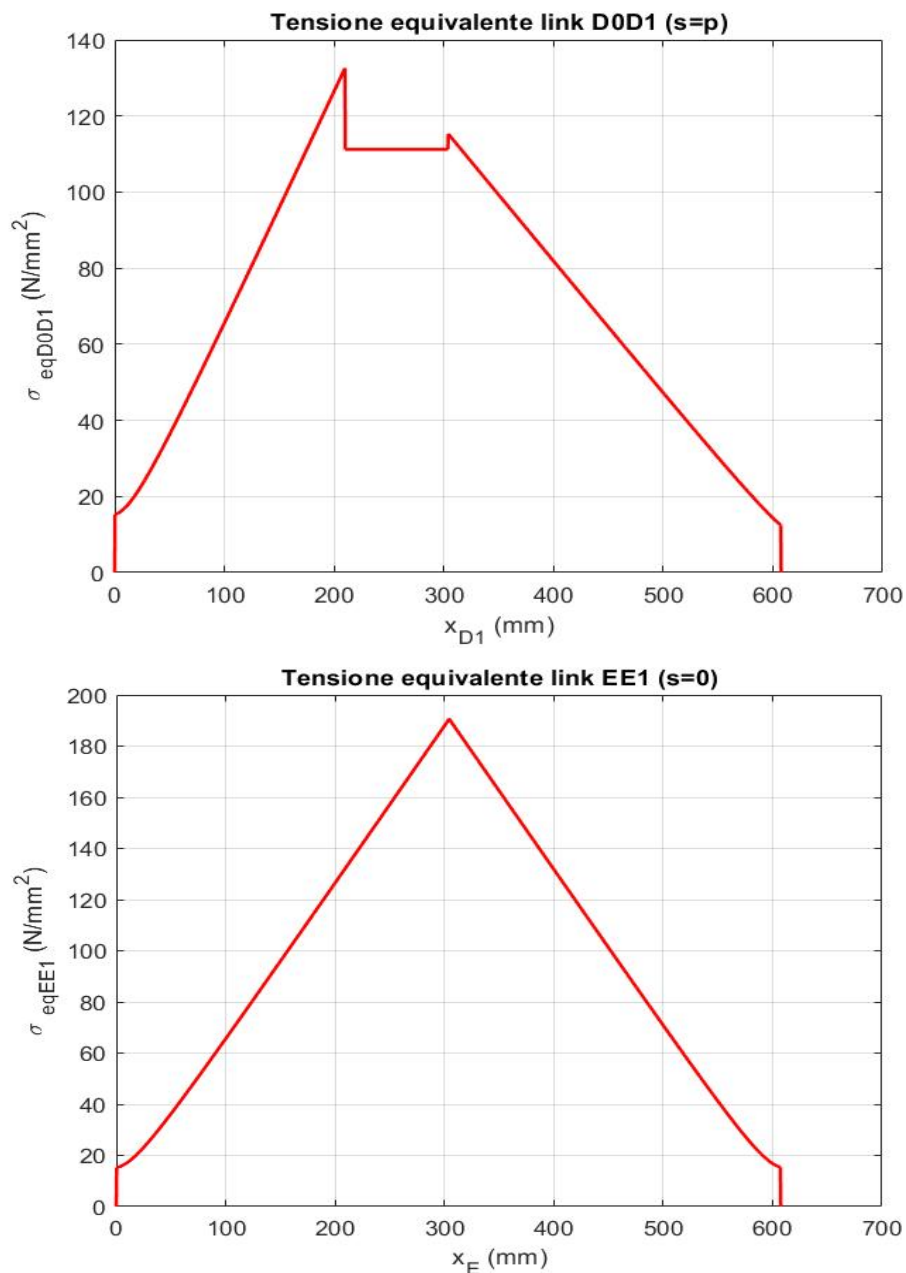


Figura 30: Andamenti della tensione equivalente nei due link rispetto alla condizione di carico maggiormente gravosa.

Si ricavano le forze complessive nelle varie cerniere e si procede al dimensionamento dei perni a rottura. Si ha che per l'i-esimo perno:

$$F_i = \sqrt{X_i^2 + Z_i^2}$$

$$\tau_i = \frac{4}{3} \frac{F_i}{A_i}$$

$$C.S. = \frac{R_m}{\tau_{max}}$$

Dove F_i è la risultante della cerniera i-esima e A_i l'area resistente del perno i-esimo. Come materiale si è pensato l'acciaio AISI 304, in quanto uno dei più comuni. I perni sono disegnati secondo la UNI EN 22304. Si è scelto di impiegare un diametro di 12 mm, che rende i perni sovradimensionati, ma allo stesso tempo evita snervamenti puntuali nei bracci di acciaio per concentrazione di sforzi da raggio di curvatura troppo piccolo.

La soluzione costruttiva scelta per E, E_1, D_1 e D_0 consiste nell'avere una bronzina autolubrificante inserita nel link con interferenza; il perno si inserisce con gioco nel foro interno della bronzina e con interferenza nella cerniera di acciaio. Tra link e cerniera vengono inserite delle rosette per limitare lo strisciamento. La cerniera C invece è caratterizzata da due bronzine inserite come prima nei link con interferenza, da un perno nel foro interno con gioco e da una rosetta per limitare lo strisciamento relativo tra i due bracci. I perni sono senza testa e presentano dei fori per copiglie o spine di sicurezza per mantenerli in posizione. In **Figura 31** si può vedere lo schema costruttivo.

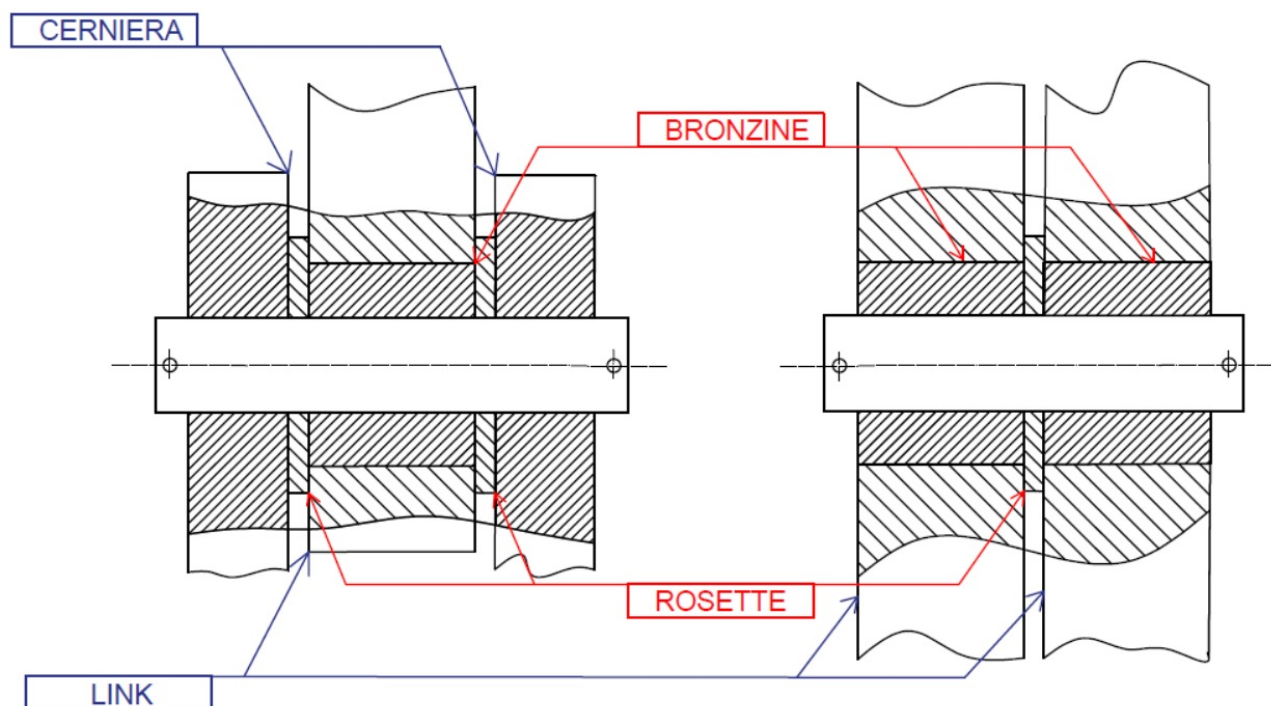


Figura 31: Schema costruttivo delle cerniere del meccanismo di sollevamento.

4.6 Scelta di attuatore e guide commerciali

Per applicare la forza che movimenta i carico si è individuato l'attuatore elettrico Concens Con50 [16] nella versione alimentata a 24V con rapporto di trasmissione 84, corsa 50 mm e attacchi in acciaio. Questo dispositivo è disponibile in diverse configurazioni, con una forza applicabile fino a 4500 N, come si può vedere in **Figura 32**. La loro compattezza e silenziosità ha fatto sì che ci fosse un largo impiego di questi ultimi nel settore medico. Oltre ad avere queste peculiarità è anche caratterizzato da una grande resistenza strutturale e forza di auto-bloccaggio, che ne limitano il consumo energetico e ci cautelano in caso di sovraccarichi momentanei.



Figura 32: Estratto dal catalogo dell'attuatore Concens Con50.

Siccome si prevede che la regolazione della quota della seduta sia altamente infrequente, si può ipotizzare che il movimento non debba essere svolto ad alta velocità. Se lo si impiega alla velocità costante di 4 mm/s a pieno carico (**Figura 33**), e considerando il rapporto di trasmissione tra attuatore e piano della seduta, si riesce a movimentare il carico con una velocità di circa 10 mm/s, che è più che sufficiente a coprire l'intera regolazione in 12 secondi.

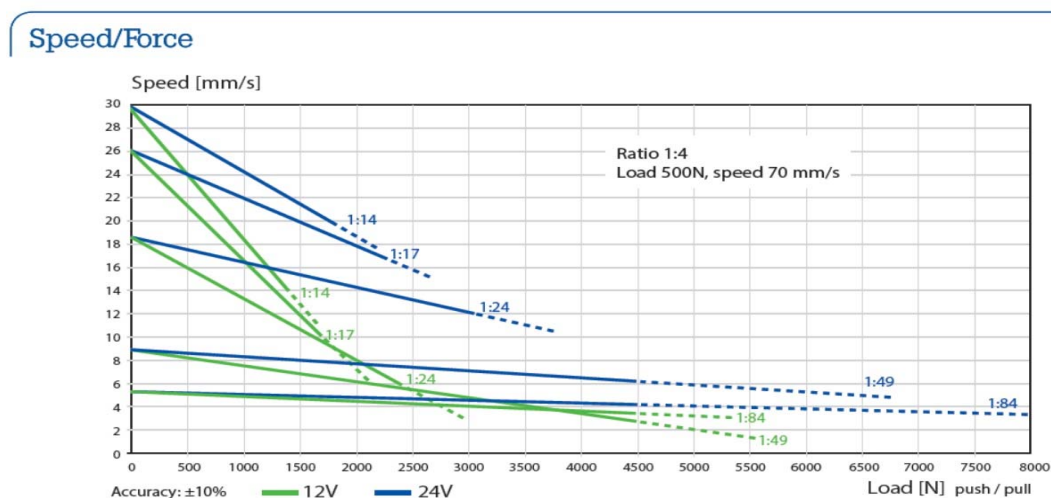


Figura 33: Andamento della velocità dell'attuatore in funzione del carico da catalogo.

Per quanto riguarda il montaggio del sistema sul meccanismo si segue l'indicazione a catalogo visibile in **Figura 34**. Un perno si impegna con gioco nell'attacco dell'attuatore e con interferenza nei fori sulle flange saldate alle barre orizzontali del meccanismo. Non è necessaria la presenza di bronzine che fanno da cuscinetto sia perché ci sono piccoli e poco frequenti movimenti angolari, sia per le indicazioni a catalogo.

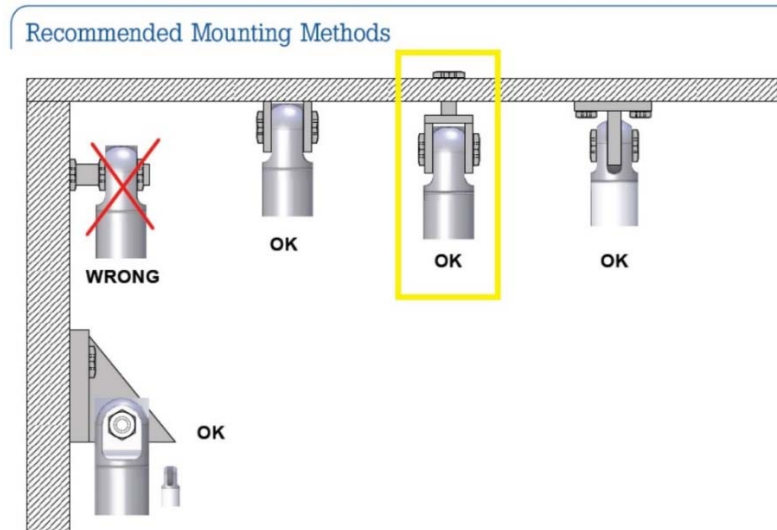


Figura 34: Schemi di montaggio ammessi da catalogo

Le guide lineari di cui si necessita non serve che siano particolarmente precise, ma devono sorreggere il carico calcolato nel capitolo 4.3 in maniera sicura e possibilmente essere poco ingombranti. Sono stati identificati dei componenti commerciali [17], visibili in **Figura 35**, che sono delle piste con dei carrelli. Si possono selezionare la lunghezza della guida sagomata in acciaio e il numero corpi scorrevoli. Per l'applicazione della trattazione è bastato scegliere la lunghezza minima con un solo corpo per guida. Queste due tipologie vengono impiegate in coppia, come da indicazione a catalogo, in modo da sopportare il carico verticale e una componente derivante da eventuali "sbalottamenti" del paziente senza avere una iperstatica. In totale avremo bisogno di 4 guide assemblate, che ospitino le cerniere mobili del meccanismo.

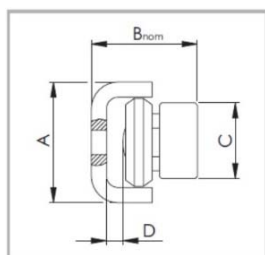
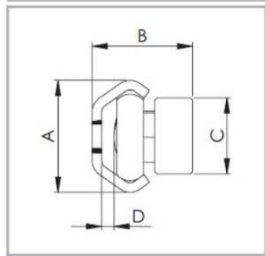
 Versione 4 (cursore con corpo massiccio)	Configurazione	A [mm]	B _{nom} [mm]	C [mm]	D [mm]
	UES-20 – CESU20-60	20,5	18,25 ± 0,6	10	3,4
	UES-30 – CESU30-80	31,8	27,95 ± 1,0	20	4,05
	UES-45 – CESU45-120	44,8	37,25 ± 1,75	25	6,35
 Versione 2 (cursore con corpo massiccio)	Configurazione	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
	TES-20 – CES20-60	19,2	17,8	10	2,6
	TES-30 – CES30-80	29,5	26,5	20	3,3
	TES-45 – CES45-120	46,4	38	25	5,1

Figura 35: Alcuni dati dimensionali delle guide TES 45 e CES 45 ricavati a catalogo.

Di seguito è presentata la guida assemblata presente nel progetto (**Figura 36**). Sono stati progettati alcuni elementi aggiuntivi:

- Una staffa di fissaggio per supportare le piste e collegarsi al telaio (verde);
- Una staffa per unire i carrellini e sostenere la cerniera (gialla);
- Una cerniera per collegare il braccio del pantografo (rossa).

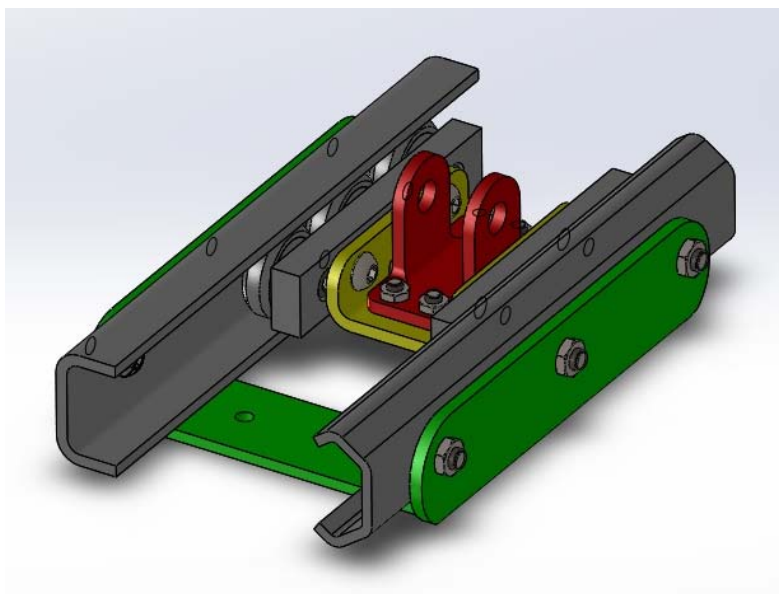


Figura 36: Guida assemblata rappresentata su CAD.

4.7 Simulazione agli elementi finiti

Sono riportati in questo capitolo i risultati delle simulazioni eseguite con l'estensione "Simulation" di Solidworks. Si sono realizzate tre diverse analisi cambiando le condizioni di carico esterno con l'obiettivo di valutare eventuali snervamenti locali, definire le deformazioni di massima della struttura e verificare staticamente la resistenza delle barre ortogonali che ospitano l'attuatore.

Va precisato che i risultati sono solamente indicativi dal momento che per praticità non è stato simulato l'intero modello ma solo i componenti strettamente necessari. Le guide lineari, che sono costituite da parecchi elementi, sono state sostituite con delle cerniere a cui è stato dato semplicemente il vincolo di appoggio al telaio inferiore, quindi sono libere di scorrere su un piano. Le cerniere fisse e il telaio inferiore sono rigidi e fissi (ovvero indeformabili e inamovibili), mentre l'attuatore è solo rigido e si può muovere nello spazio durante la simulazione. Tutti i collegamenti di tipo perno/cerniera e bullonati sono simulati come "connettore perno con anello di tenuta". Per le barre ortogonali profilati di diametro 33,7 mm e spessore 3 mm in acciaio non legato a grano fine formato a freddo di qualità S355 secondo Norma UNI EN 10219.

In **Figura 37** si vede la prima simulazione con il carico tutto concentrato davanti (2000N per parte, mentre dietro si ha 1N per parte). Il coefficiente di sicurezza che ne viene fuori è di poco inferiore a quello calcolato analiticamente e si ha uno spostamento massimo, nei pressi dei due punti di applicazione del carico, minore di 4 mm.

Nome del modello:Assieme1
 Nome studio:Analisi statica 1(-Default-)
 Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1

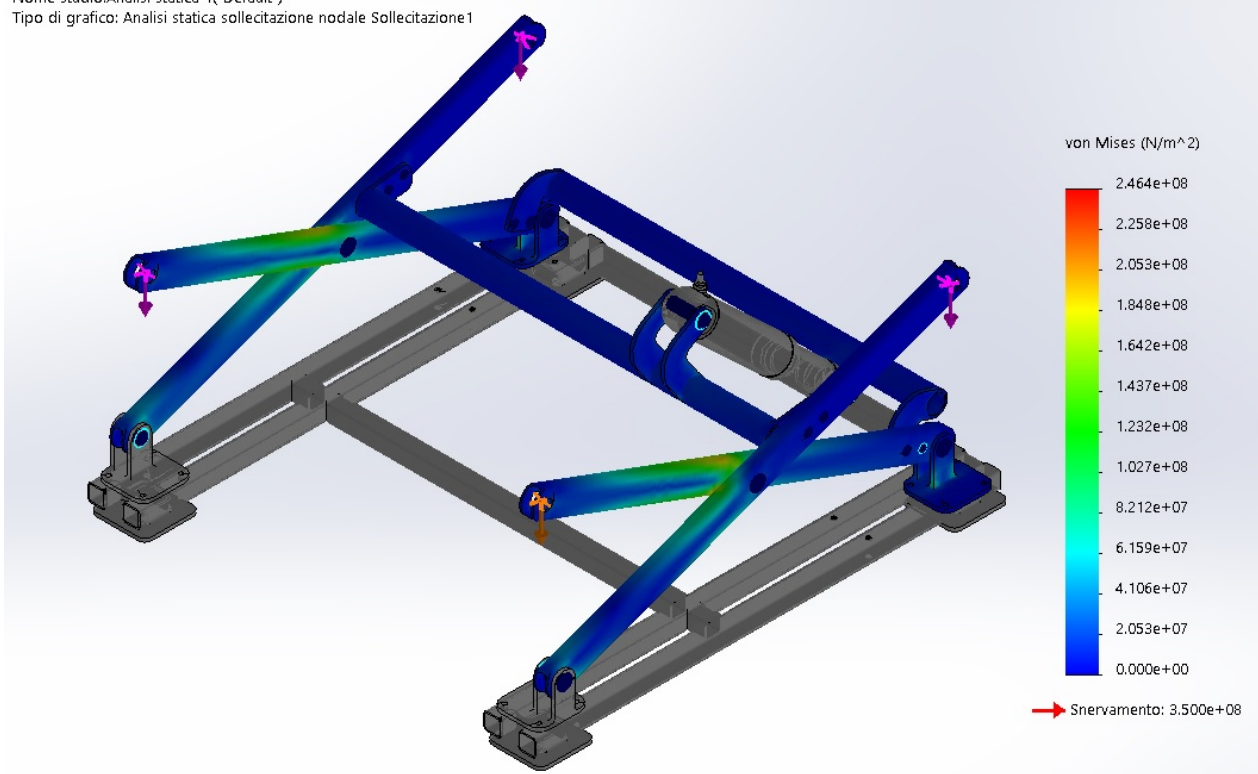


Figura 37: Analisi statica con condizione di carico $s=0$ e altezza minima della seduta.

Nome del modello:Assieme1
 Nome studio:Analisi statica 2 da [Analisi statica 1](-Default-)
 Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1

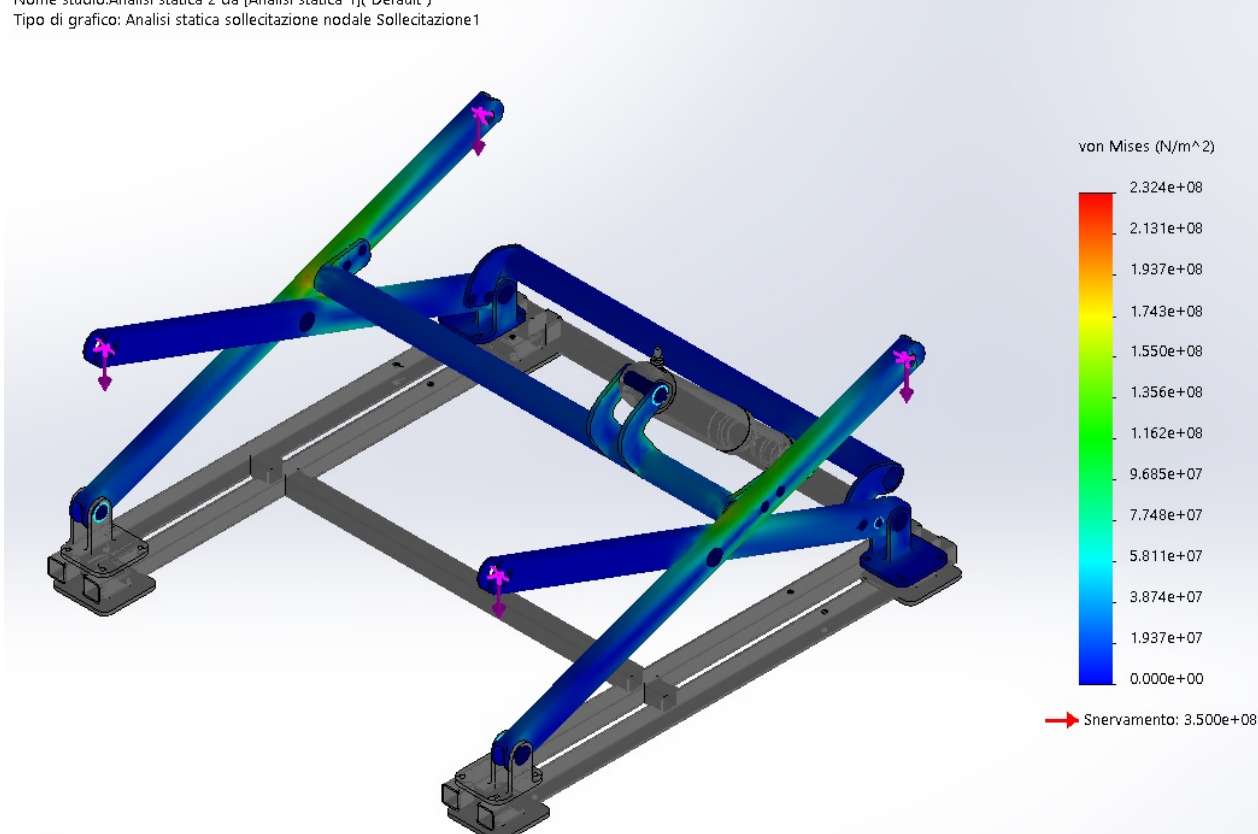


Figura 38: Analisi statica con condizione di carico $s=p$ e altezza minima della seduta.

In **Figura 38** c'è invece la situazione con carico tutto concentrato sul lato opposto, mentre in **Figura 39** è distribuito equamente sui 4 appoggi. La condizione di carico più critica si ottiene nel caso della **Figura 37**, ovvero con il carico tutto spostato in avanti, e questo è in accordo con la trattazione analitica.

Nome del modello:Assieme1

Nome studio:Analisi statica 3 da [Analisi statica 1](-Default-)

Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1

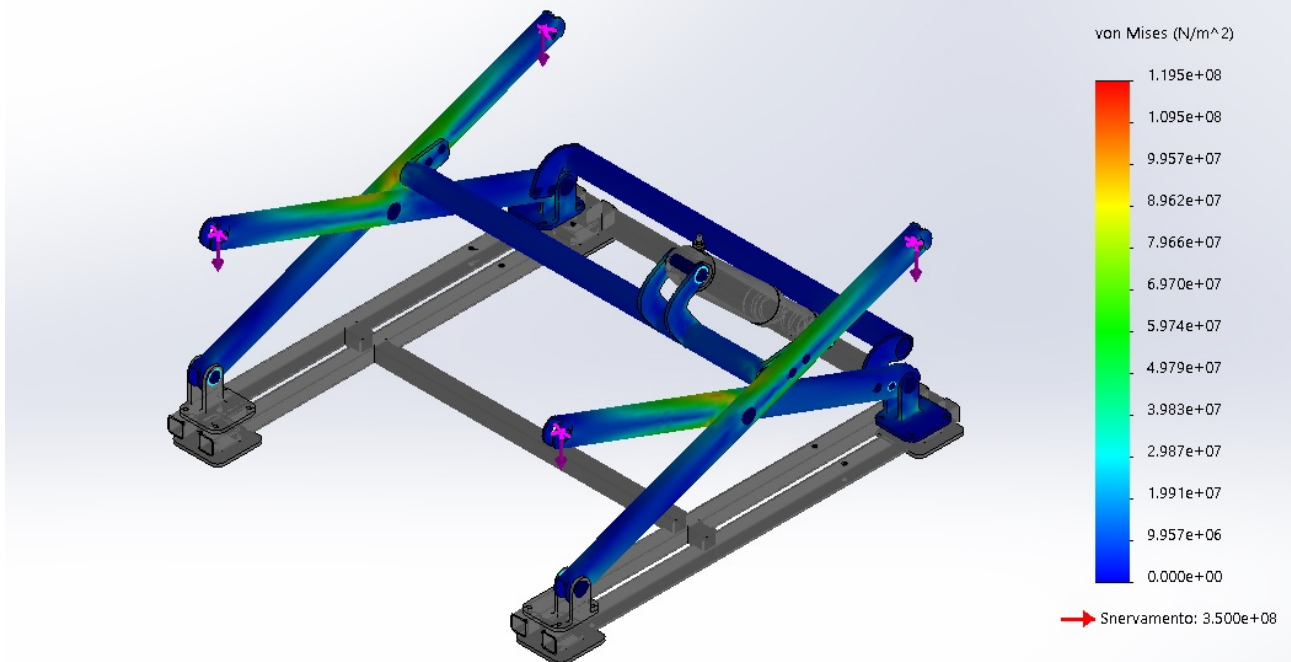


Figura 39: Analisi statica con carico equamente distribuito sui quattro punti di appoggio e altezza minima della seduta.

5 Esercizi delle gambe

Come anticipato nel capitolo 2, vi è necessità di far svolgere degli esercizi di leg curl e leg extension ai pazienti, a bassa intensità, con sforzo il più possibile costante e di fare in modo che applichino una forza intorno alla cerniera fisica del ginocchio. Il primo esempio classico da cui trarre ispirazione viene dall'ambiente sportivo, in particolare delle palestre e consiste nelle tipiche macchine per fare esercizi alle gambe. Tali macchine presentano di norma lateralmente rispetto alla seduta, o al più in centro tra le gambe dell'utente, una cerniera fisica a cui è collegato il braccio o i bracci di spinta attraverso cui si agisce con le gambe. Spesso infatti non si separano i due lati, ma è possibile fare solo il movimento sincrono dei due arti. Questa configurazione di meccanismo è poi stata ripresa nella tesi che anticipa questo progetto e in **Figura 40** si vede bene questo concetto.

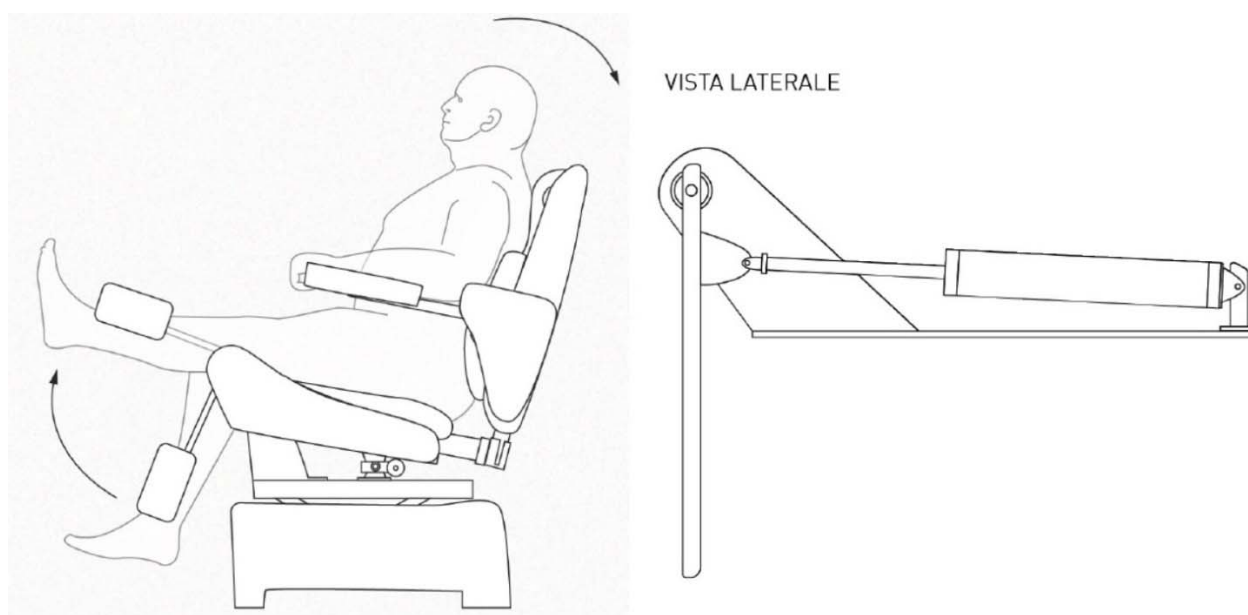


Figura 40 Meccanismo per gli esercizi delle gambe con configurazione a cerniera fisica posta lateralmente rispetto alla seduta [3]

Uno schema di questo tipo presenta indubbiamente dei pregi, soprattutto in termini di semplificazione del meccanismo che trasmette le forze tra la resistenza e la gamba e che detta la cinematica del moto. In effetti trattandosi di una configurazione largamente impiegata in macchinari da palestra, non c'è la necessità di nascondere i link del cinematisimo per rendere il sistema più gradevole, ma serve che ci sia solidità e semplicità costruttiva. Nello scenario progettuale di questa tesi però, fatto il discorso sulla sensibilità e riluttanza degli utenti a fare esercizi fisici, converrebbe avere un meccanismo a scomparsa, che quando è chiuso sia nascosto sotto la sedia e che al massimo risulta visibile in parte solo quando è in massima estensione nel suo campo di moto. Si è cercato di identificare ed ottimizzare un meccanismo articolato a centro di istantanea rotazione fisso e fuori dal volume di ingombro del meccanismo stesso, per rendere possibile la scomparsa di quest'ultimo all'interno del volume della sedia. Soluzioni simili si possono trovare sui divani e poltrone, per permettere di far uscire un cuscino per allungare le gambe che si può vedere in **Figura 41**.



Figura 41: Esempio di meccanismo di fuoriuscita del cuscino per allungare le gambe presente su una poltrona[18].

Il numero di link e di parametri da determinare è molto maggiore, ed è stato frutto di una attenta analisi progettuale che viene presentata nel capitolo successivo e che si può riassumere brevemente nei seguenti punti chiave:

- Definizione dello schema funzionale;
- Analisi parametri di progetto;
- Soluzione “pre-costruttiva”;
- Verifica strutturale;
- Progetto dei sistemi di attuazione e sensorizzazione.

5.1 Definizione dello schema funzionale

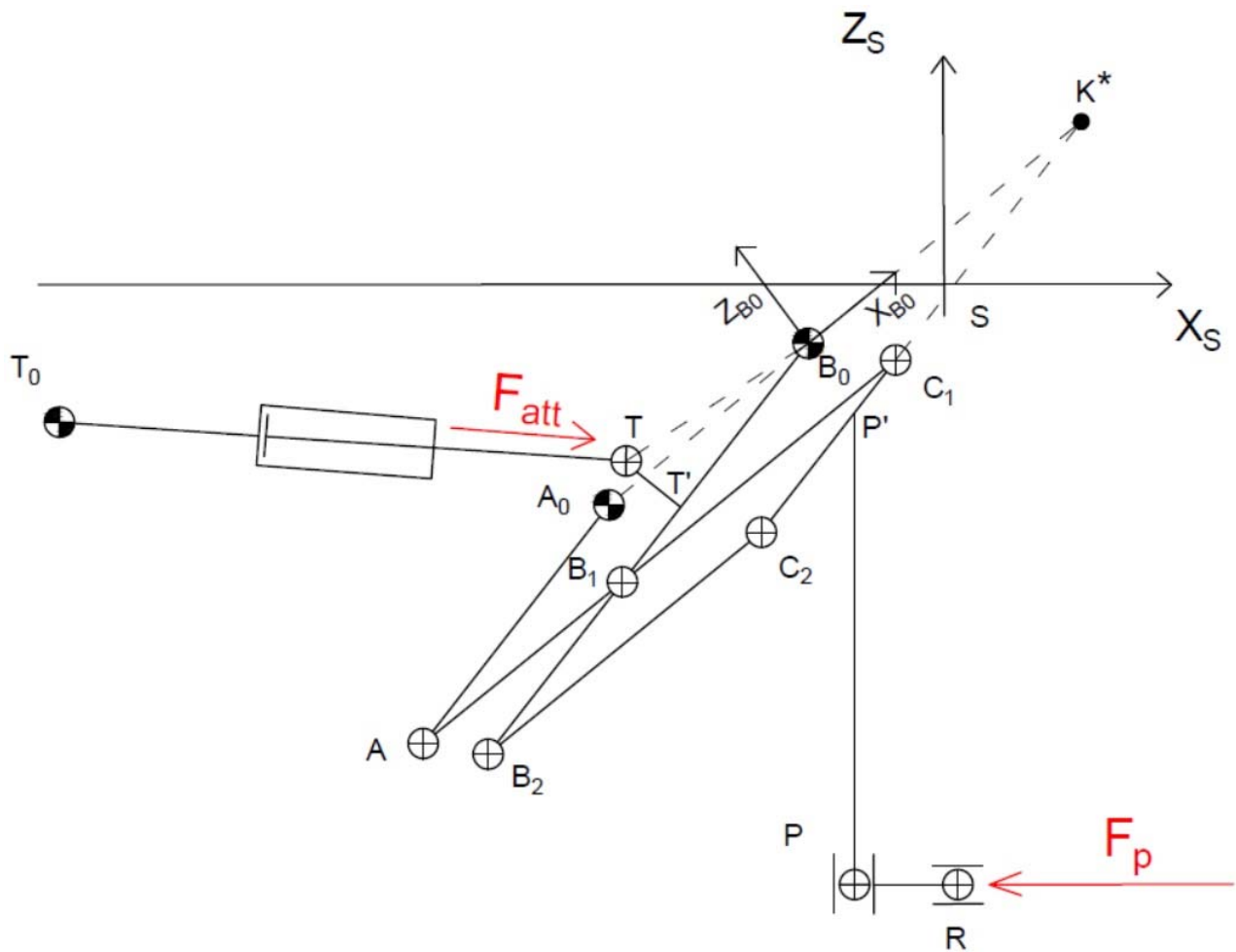


Figura 42: Schema funzionale del meccanismo per il movimento delle gambe in cui sono indicate le cerniere fisse al telaio, quelle mobili e i punti che possono scorrere rispetto ad una guida lineare.

In **Figura 42** è rappresentato lo schema funzionale scelto. Risulta evidente a primissimo impatto che la sintesi di questo meccanismo non è affatto banale e necessita di ampi ragionamenti. Il sistema di riferimento principale è quello fisso al telaio e centrato nel punto S , a cui si può riferire il sistema centrato in B_0 con l'asse X_{B_0} orientato nella direzione della congiungente di A_0, B_0 e K^* . S sta per "seat" ed indica lo spigolo della sedia dietro le ginocchia dell'utente. Il punto K^* rappresenta il ginocchio, è fisso e costituisce la cerniera virtuale centro del momento della forza esercitata dal soggetto. I link A_0A , $B_0B_1B_2$ e C_1C_2 si mantengono paralleli tra loro durante il moto e compiono un'escursione angolare pari a quella della gamba durante l'esercizio, mentre i link B_2C_2 e AB_1C_1 si mantengono paralleli a se stessi durante il moto. Affinché il tratto $\overline{PP'}$ si mantenga parallelo alla gamba del soggetto è necessario che la direzione del tratto $\overline{C_1C_2}$ e della congiungente le due cerniere fisse al telaio A_0 e B_0 puntino in K^* .

Il tratto $\overline{PP'}$ ospita la regolazione in altezza del punto di spinta, ma vi è una ulteriore regolazione in R per portare il rullo dietro la gamba o davanti alla tibia, a seconda dell'esercizio che si vuole realizzare. Il collegamento tra i tratti $\overline{PP'}$ e $\overline{C_1C_2}$ che costituiscono il link C_1C_2 avviene tramite un incastro, così come il collegamento tra $\overline{TT'}$ e il link $B_0B_1B_2$.

La coppia esercitata dall'utente (prodotto della forza F_p per il braccio attorno a K^*) deve essere equilibrata da una coppia intorno ad una delle due cerniere fisse A_0 o B_0 . Una possibilità, poi confermata dalla successiva analisi, è quella di agire intorno a B_0 , in modo da non avere il problema di una cerniera T_0 , anch'essa fissa al telaio, troppo arretrata, visto che dai vincoli progettuali si deve contenere l'ingombro in profondità della sedia per poter passare attraverso alle porte interne delle abitazioni.

In **Figura 43** si vede una rappresentazione del meccanismo nelle due posizioni estreme.

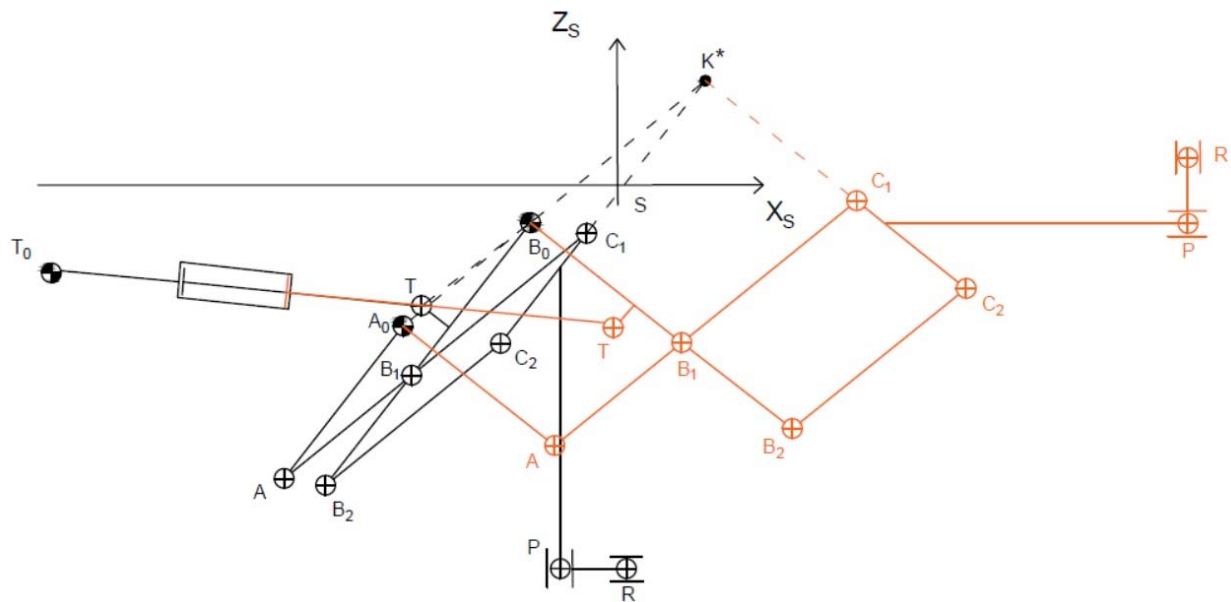


Figura 43: Rappresentazione schematica del meccanismo nelle due posizioni estreme.

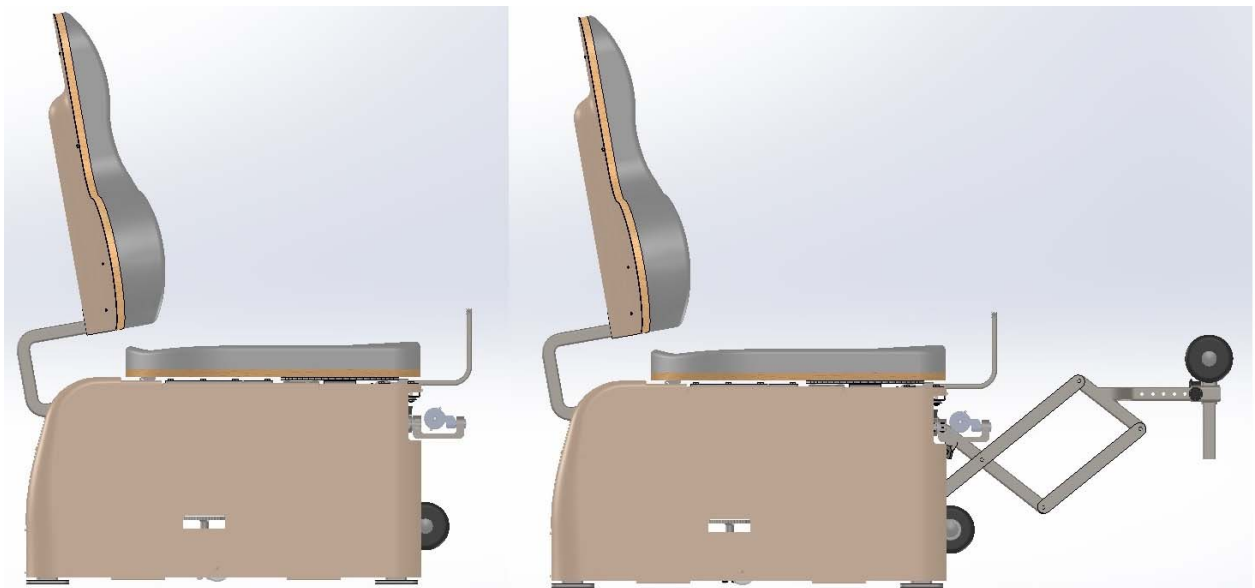


Figura 44: Viste laterali, estratte dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vedono le due posizioni estreme del meccanismo delle gambe in relazione alla schermatura della copertura esterna. In questa immagine si vede anche la barra di posizionamento che identifica la cerniera K^ , e che una volta fatte le regolazioni si può togliere.*

In **Figura 44** e in **Figura 45** si vede come il sottosistema del meccanismo delle gambe sia inserito al di sotto del piano della seduta e come effettivamente “scompaia” al di sotto di esso quando è in posizione chiusa.

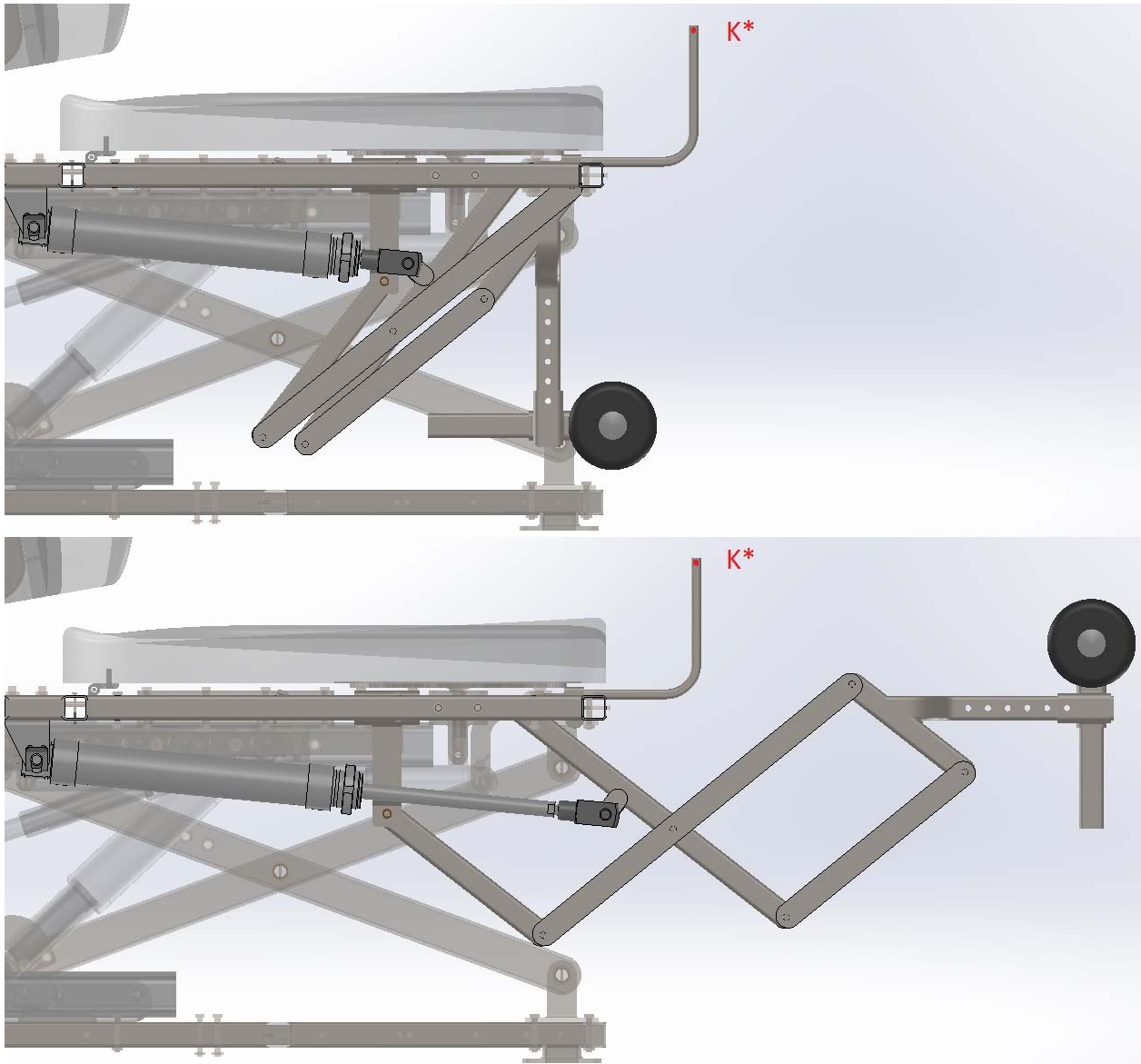


Figura 45: Vista di dettaglio, estratta dal CAD, in cui si vede il meccanismo delle gambe nelle due posizioni estreme. Si vedono le altre parti in semitrasparenza, perciò si ha una idea di come il sottosistema sia inserito sotto la seduta.

5.2 Scelta dei parametri

Il problema necessita dell'individuazione di parecchi parametri per la sua definizione. Si inizia indicando sullo schema funzionale una serie di grandezze utili (**Figura 46**). Il processo sarà fortemente iterativo e dovrà portare, come nel caso del pantografo nel capitolo precedente, all'ottenimento di tutta una serie di vincoli preliminari, in modo da giungere ad una soluzione pre-costruttiva da verificare. Come si può facilmente immaginare, è stato necessario tornare più e più volte sui propri passi e correggere alcune assunzioni fatte a monte.

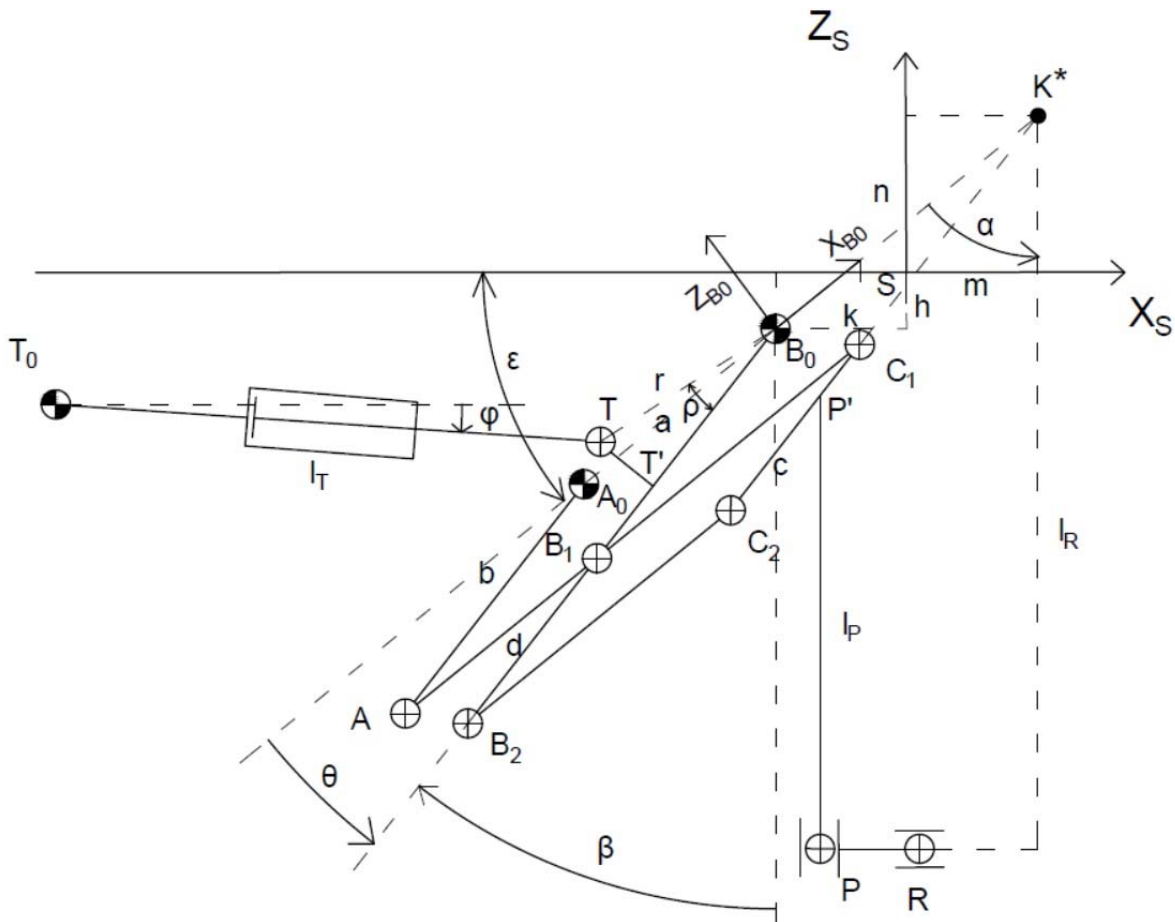


Figura 46: Schema del meccanismo per le gambe in posizione chiusa con indicazioni sulla simbologia adottata nella trattazione analitica.

I parametri fondamentali da scegliere sono:

- m : ascissa di K^* nel sistema di riferimento S ;
- n : ordinata di K^* nel sistema di riferimento S ;
- k : valore assoluto della ascissa di B_0 in S ;
- h : valore assoluto della ascissa di B_0 in S ;
- a : distanza tra le cerniere fisse al telaio A_0 e B_0 ;
- b : lunghezza del link A_0A e del tratto $\overline{B_0B_1}$;
- d : lunghezza del tratto $\overline{B_1B_2}$ e del tratto $\overline{C_1C_2}$;
- θ_0 : valore iniziale dell'angolo tra il link $B_0B_1B_2$ e la direzione di X_{B_0} ;
- $\Delta\theta$: valore del campo di moto del meccanismo;

- l_R : braccio della forza del paziente (circa ortogonale al tratto $\overline{PP'}$ durante il moto della gamba);
- r : distanza tra T e B_0 ovvero il braccio di spinta dell'attuatore;
- ρ : angolo tra la direzione $\overline{TB_0}$ e il link $B_0B_1B_2$.

Tutte le grandezze che non sono indicate in questo elenco sono ricavabili dai parametri precedenti e per questo non rappresentano delle vere e proprie incognite. I valori di m e di n sono stati fissati con i vincoli progettuali e valgono rispettivamente 91 mm e 107 mm così come l_R che vale al massimo 400 mm. Il valore di c , ovvero la distanza tra C_2 e P' , è libero e viene scelto successivamente in base agli ingombri, ma non ha effetti sulla cinematica. Invece l_{T0} , ossia la lunghezza dell'attuatore in posizione rientrata, dipende dalla scelta di quest'ultimo. Per la determinazione degli altri si parte definendo gli obiettivi da perseguire ovvero:

- La cerniera C_1 non deve superare lo spigolo in condizione di meccanismo chiuso e deve essere possibilmente posizionata non troppo in basso. Questo si traduce nell'avere una ascissa negativa rispetto al sistema di riferimento in S . Se si garantisce un leggero margine non si ha interferenza con la gamba del paziente durante il moto visto che il link C_1C_2 e la gamba saranno con buona approssimazione collegati rigidamente.
- Il meccanismo e l'attuatore devono rispettare dei vincoli spaziali, ovvero non deve essere raggiunta una z_S inferiore ai -400 mm, cioè non deve toccare terra quando la seduta è ad altezza minima. T_0 è bene che sia ad una quota x_S non inferiore ai -600 mm per non avere una sedia troppo ingombrante.
- Sarebbe meglio operare su meno piani possibili senza che ci siano interferenze tra i corpi. Questo aspetto è fortemente influenzato da come si sceglie di realizzare i link.
- Si deve garantire un'escursione del meccanismo pari almeno al campo di moto possibile della gamba assunto essere 90° rispetto alla posizione ortogonale tra femore e tibia.
- Dal momento che si pensa di agire sull'attuatore per far sentire all'utente una forza costante durante l'esercizio, è fondamentale ricercare un rapporto di trasmissione il più possibile costante per semplificare il controllo.
- Valutare, anche in base alla disponibilità di attuatori commerciali, una configurazione che non preveda un alesaggio del pistone eccessivamente ingombrante.

Gli altri simboli non ancora definiti della **Figura 46** sono:

- l_P : lunghezza del tratto $\overline{PP'}$;
- ε : angolo tra la direzione orizzontale X_S e quella di X_{B0} ;
- φ : angolo tra la direzione orizzontale X_S e quella dell'attuatore;
- β : angolo tra la direzione verticale Z_S e quella del link $B_0B_1B_2$;
- α : angolo tra X_{B0} e la direzione della gamba dell'utente, che è la stessa di $\overline{PP'}$.

La complessità del problema fa sì che lo studio geometrico, cinematico e la prima approssimativa analisi dinamica vadano di pari passo. Può quindi risultare utile scrivere le equazioni che identificano le cerniere nello spazio nel sistema di riferimento della seduta centrato in S ad esempio:

$$x_{B0} = -k$$

$$z_{B0} = -h$$

$$x_{A0} = x_{B0} - a \cos(\varepsilon)$$

$$z_{A0} = z_{B0} - a \sin(\varepsilon)$$

$$x_A = x_{A0} - b \sin(\beta)$$

$$z_A = z_{A0} - b \cos(\beta)$$

$$x_{B1} = x_{B0} - b \sin(\beta)$$

$$z_{B1} = z_{B0} - b \cos(\beta)$$

$$x_{B2} = x_{B0} - (b + d) \sin(\beta)$$

$$z_{B2} = z_{B0} - (b + d) \cos(\beta)$$

$$x_{C1} = x_A + (a + l_K) \cos(\varepsilon)$$

$$z_{C1} = z_A + (a + l_K) \sin(\varepsilon)$$

$$x_{C2} = x_{B2} + l_K \cos(\varepsilon)$$

$$z_{C2} = z_{B2} + l_K \sin(\varepsilon)$$

$$x_T = x_{B0} - r \sin(\beta + \rho)$$

$$z_T = z_{B0} - r \cos(\beta + \rho)$$

Dove:

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left(\frac{n + h}{m + k} \right)$$

$$\alpha_0 = 90 - \varepsilon$$

$$\beta = \alpha_0 - \theta$$

$$\overline{B_0 K^*} = l_K = \sqrt{(m + k)^2 + (n + h)^2}.$$

Il pedice “0” fa riferimento alla condizione iniziale di meccanismo in posizione chiusa (**Figura 46**).

Per determinare la posizione della cerniera T_0 , bisogna fare un passaggio logico indipendente dalla scelta dei parametri. Affinché il rapporto di trasmissione sia il più costante possibile, il braccio effettivo su cui agisce la forza dell'attuatore deve variare il meno possibile. Questo si

ottiene individuando la cerniera fissa al telaio sulla direzione congiungente il punto iniziale e finale di T nello spazio, e porta ad avere lo stesso angolo φ all'inizio e alla fine del campo di moto del meccanismo (**Figura 47**).

$$\nu = \tan^{-1} \left(\frac{z_{T,end} - z_{T,start}}{x_{T,end} - x_{T,start}} \right)$$

$$corsa = \sqrt{(z_{T,end} - z_{T,start})^2 + (x_{T,end} - x_{T,start})^2}$$

$$l_{T0} = corsa + quota\ fiss\ attuatore$$

$$x_{T0} = x_{T,start} - l_{T0} \cos(\nu)$$

$$z_{T0} = z_{T,start} - l_{T0} \sin(\nu)$$

L'attuatore ha una dimensione assiale minima, dipendente dal modello scelto più la corsa che deve coprire.

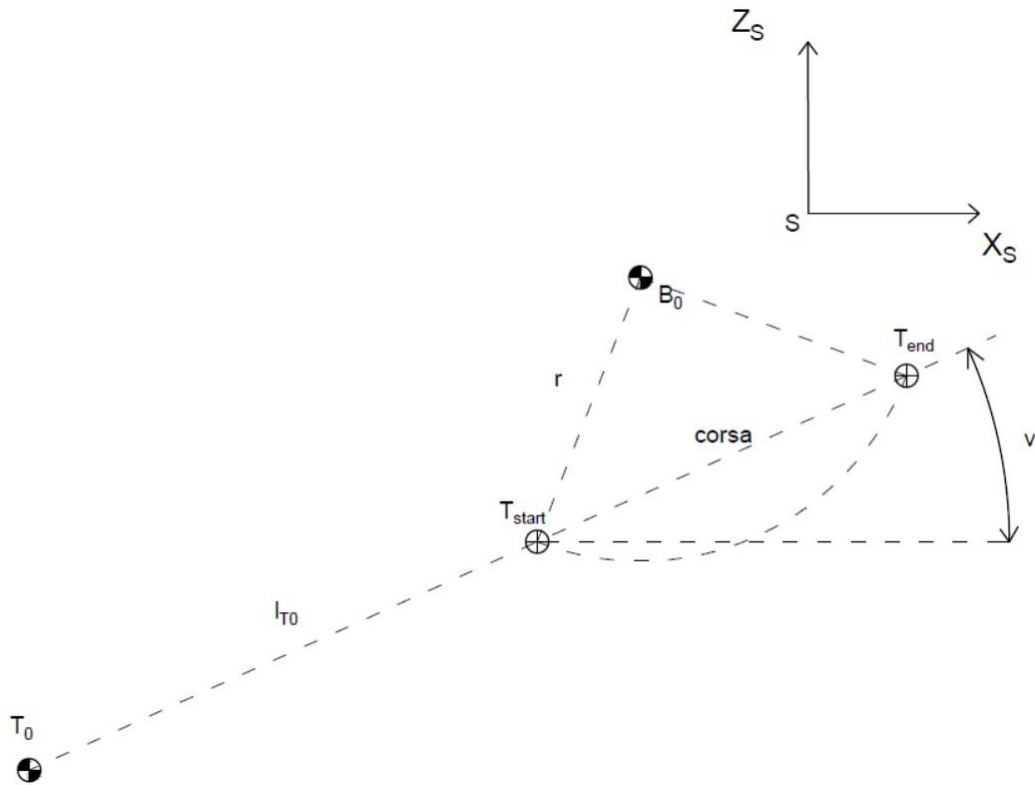


Figura 47: Schema per la determinazione della posizione della cerniera T_0 dell'attuatore fissa al telaio.

Per determinare la prima approssimazione di forza da esercitare con l'attuatore, fa comodo ricavare le equazioni nel sistema di riferimento centrato in B_0 tramite lo schema in **Figura 48**. Il paziente esercita una forza e di conseguenza una coppia, ipotizzata costante, intorno a K^* che si trasferisce tramite le reazioni interne alle cerniere sul link $B_0B_1B_2$ dove, per mezzo del cilindro, si opporrà una coppia uguale e contraria. La configurazione scelta per il posizionamento di B_0 permette di minimizzare la variazione di forza da esercitare con l'attuatore e ovviamente ci si aspetta che sia uguale a inizio e fine del moto angolare.

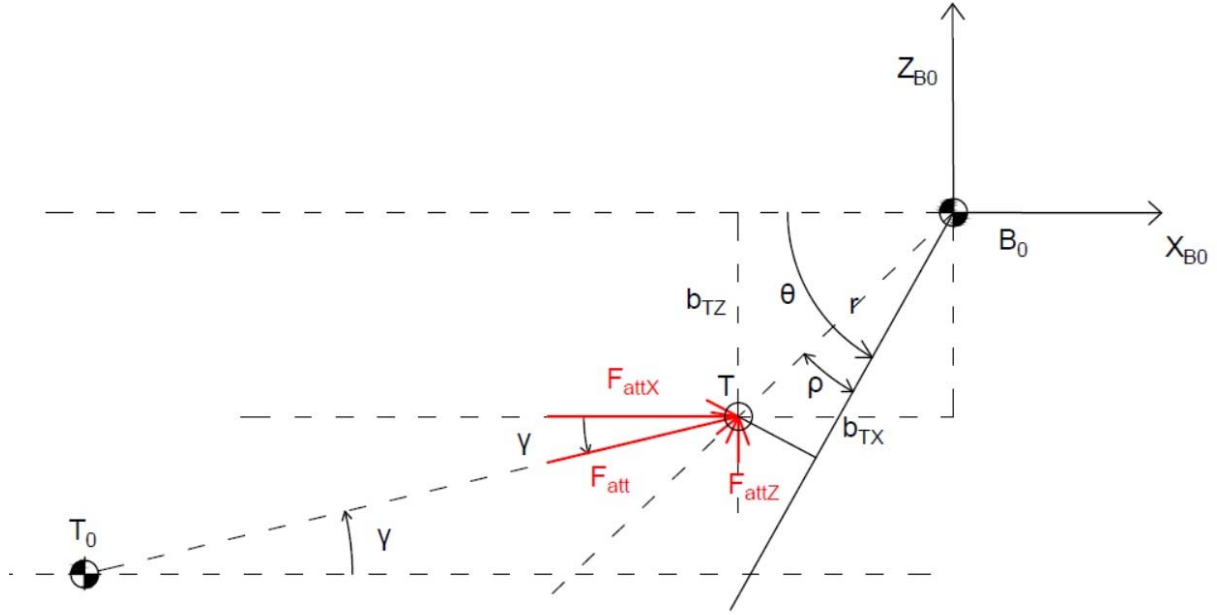


Figura 48: Schema per la determinazione analitica della forza che esercita l'attuatore.

Si continua ricavando le proiezioni del braccio della forza dell'attuatore F_{att} nel sistema di riferimento centrato in B_0 e l'angolo rispetto a X_{B0} :

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{z_T - z_{T0}}{x_T - x_{T0}} \right) - \varepsilon$$

$$b_{TX} = r \cos(\theta - \rho)$$

$$b_{TZ} = r \sin(\theta - \rho)$$

Si imposta l'equilibrio delle forze per ricavare F_{att} . Si tratta di una prima approssimazione in quanto non tiene conto di alcuni fattori che verranno trattati nel capitolo relativo alla progettazione del sistema di attuazione, e viene utilizzata per scegliere la taglia dell'attuatore. Il segno delle forze tra leg curl e leg extension viene semplicemente invertito, ma il valore assoluto è sempre lo stesso.

$$F_p l_R = F_{attX} b_{TZ} - F_{attZ} b_{TX}$$

$$F_{attX} = F_{att} \cos(\gamma)$$

$$F_{attZ} = F_{att} \sin(\gamma)$$

Combinandole si ottiene:

$$F_{att} = \frac{F_p l_R}{b_{TZ} \cos(\gamma) - b_{TX} \sin(\gamma)}$$

Relativamente alla analisi cinematica, si ipotizza ragionevolmente che ci sia un moto angolare della gamba a velocità costante per valutare il rapporto tra le velocità dell'esercizio e dell'attuatore; nel capitolo relativo allo studio di attuazione e controllo la velocità dell'esecuzione del moto da parte dell'utente sarà vista come un disturbo che arriva dall'esterno

del sistema controllato. È interessante quindi valutare analiticamente l'espressione della velocità di fuoriuscita dello stelo del cilindro in funzione della velocità angolare della gamba tramite lo schema rappresentato in **Figura 49**.

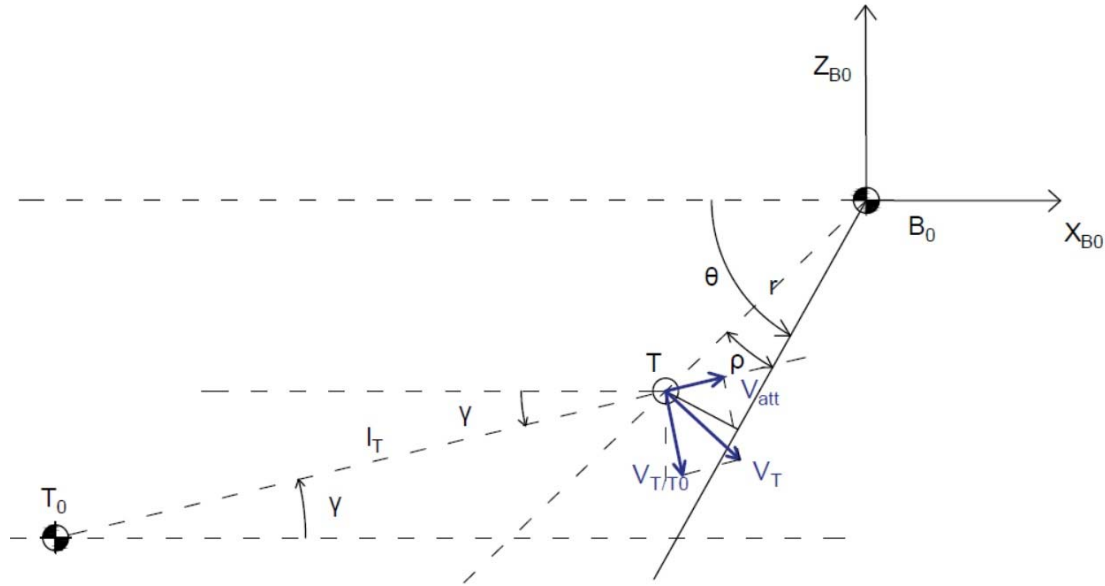


Figura 49: Schema da cui si ricava l'espressione analitica della velocità di fuoriuscita/rientro dello stelo dell'attuatore.

Si ricava che:

$$V_T = \omega_p r$$

$$V_{att} = V_T \cos(90 - \theta + \rho + \gamma)$$

$$V_{T/T0} = V_T \sin(90 - \theta + \rho + \gamma)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{V_{T/T0}}{l_T}$$

Dove V_T è la velocità del punto T che compie una rotazione attorno alla cerniera fissa, $V_{T/T0}$ è la velocità di T attorno a T_0 e V_{att} è la velocità di fuoriuscita/rientro dello stelo. Una volta definiti gli strumenti della nostra analisi si procede alla determinazione dei parametri. Il problema si può scomporre in due, da un lato ci sono i link e dall'altro l'attuatore.

Per far stare C_1 dietro la gamba si agisce con i parametri k e θ_0 , e quest'ultimo soprattutto si cerca di tenerlo il più basso possibile, compatibilmente con l'ingombro dei link evitandone la sovrapposizione. Il parametro h sarebbe preferibile tenerlo più basso possibile per limitare il meccanismo nella direzione Z_S e avrà un limite inferiore legato alla possibilità di annegare la cerniera B_0 nella seduta. I valori di b , d e a vengono utilizzati per evitare sovrapposizioni di link sempre facendo attenzione agli ingombri del meccanismo in senso verticale. Parametro fondamentale risulta essere $\Delta\theta$, poiché stabilisce il campo di moto del meccanismo. Si è dapprima tentato di portare questo valore a 110° per non rendere necessaria la regolazione di R , in questo modo nel passaggio all'esercizio di leg extension semplicemente il rullo si

sarebbe portato davanti alla tibia con un movimento di circa 20° rispetto alla posizione chiusa e garantendo ancora una escursione di 90° per l'esercizio. I vincoli però hanno evidenziato le seguenti difficoltà oggettive che ne han reso difficile la realizzazione:

- Difficoltà ad arretrare C_1 tanto da poterla avere comunque dietro la gamba del soggetto anche con una rotazione iniziale $\theta_{0 \text{ leg extension}} = \theta_0 + 20^\circ$ senza venire meno al rispetto degli altri obiettivi;
- Corse dell'attuatore più elevate e maggior arretramento di T_0 .

Per questo il meccanismo lavora sempre tra un θ_0 e un $\theta_0 + 90^\circ$, ma il rullo si sposta in avanti per andare sulla tibia. I primi parametri sono dunque:

- $a=170$ mm;
- $b=200$ mm;
- $d=145$ mm;
- $\theta_0=13^\circ$;
- $\Delta\theta=90^\circ$;
- $k=90$ mm;
- $h=40$ mm.

Uno strumento molto comodo per visualizzare gli ingombri dei vari elementi durante il moto, prima ancora di iniziare a lavorare sul CAD tridimensionale, è stato il comando "Movie" di Matlab. In **Figura 50** sono presentati due fotogrammi estratti dal filmato generato.

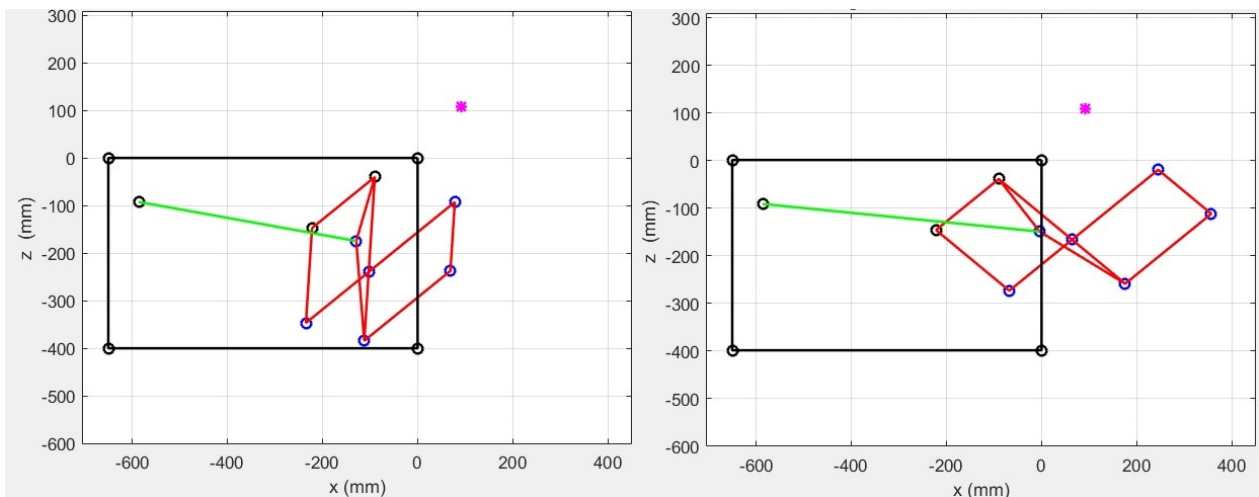


Figura 50: Due frame estratti dalla rappresentazione dei link del meccanismo delle gambe durante il movimento tramite il comando "movie" di Matlab.

La scelta di r e ρ è sì un discorso legato alla determinazione dei precedenti parametri, ma può essere operata successivamente e poi eventualmente portare alla correzione dei precedenti. Come detto in precedenza ci si riporta alla configurazione per cui la retta che passa per le due posizioni iniziale e finale di T , per cui attraverso la scelta dell'angolo ρ si incide molto sulla

ordinata z del punto T_0 , da cui dipenderà comunque il braccio r e la lunghezza iniziale dell'attuatore.

In **Figura 51** si vede come per valori di r elevati si superi il limite della profondità che si è imposto. Il valore di ρ viene usato per "aggiustare" l'ordinata della cerniera fissa dell'attuatore in modo che sia semplice il fissaggio al telaio superiore e che non sopraggiungano ulteriori condizioni di interferenza con altri elementi.

In **Figura 52** invece viene rappresentato il grafico con la corsa dell'attuatore in funzione del braccio scelto. Questo andamento dipende solo da r date le ipotesi fatte in precedenza.

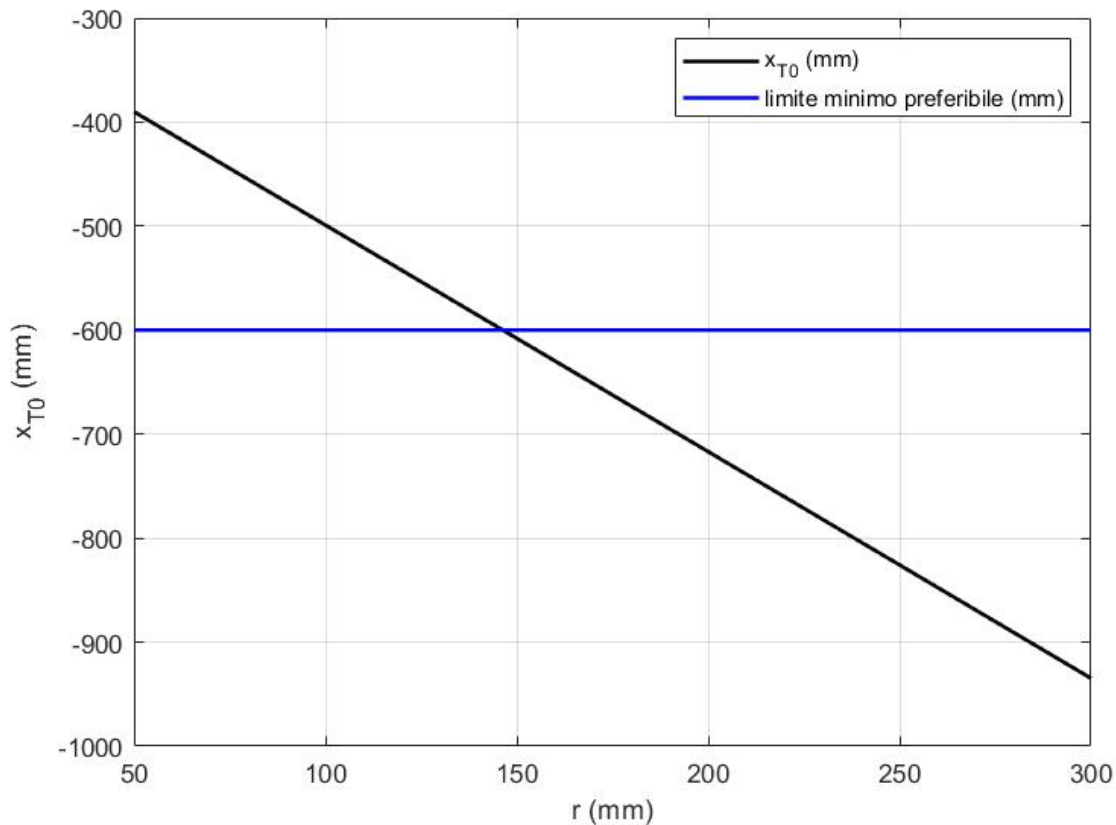


Figura 51: Arretramento della cerniera T_0 rispetto al sistema di riferimento della seduta ($\rho=12.5^\circ$)

Fatti presente i vincoli precedenti risulta evidente che una volta determinato il campo di moto del meccanismo, l'unico parametro da cui dipende l'andamento della forza è chiaramente solo r . Bisogna scegliere un valore che mantenga la corsa in un livello contenuto, possibilmente vicino ai tipici valori commerciali, in quanto questa incide pesantemente sull'ascissa di T_0 . Allo stesso tempo avere r troppo piccolo porta a forze molto grandi da esercitare in T e quindi attuatori di taglia maggiore.

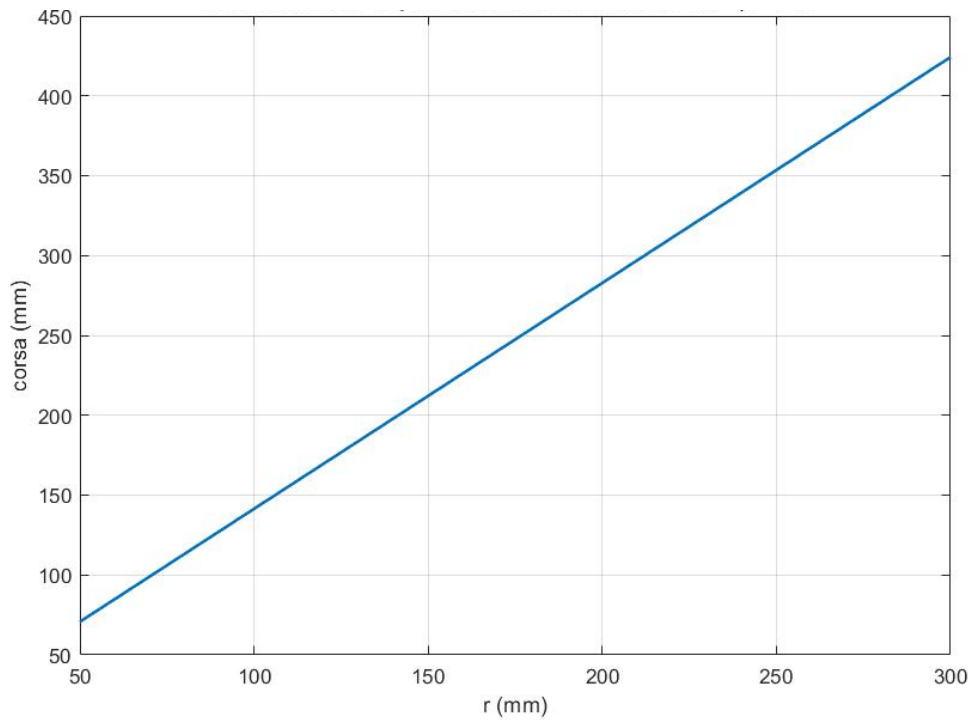


Figura 52: Corsa che deve coprire l'attuatore in funzione del braccio r .

L'attuatore ipotizzato ha una lunghezza minima pari a 192 mm, un D_{stelo} di 16 mm e un $D_{pistone}$ di 40 mm, e dagli andamenti in **Figura 53** si vede come converrebbe stare in un limite di $r < 150$ mm, tenendo anche presente che le corse standard sono multipli di 50 mm. Questo grafico è molto importante perché evidenzia il picco di forza e il ΔF che si hanno durante l'esercizio sull'attuatore crescono in maniera molto ripida per valori molto piccoli di r per poi tendere quasi ad un asintoto per grandi valori di r . Quindi oltre un certo valore non c'è più un consistente vantaggio nell'aumentare ulteriormente il braccio di azione.

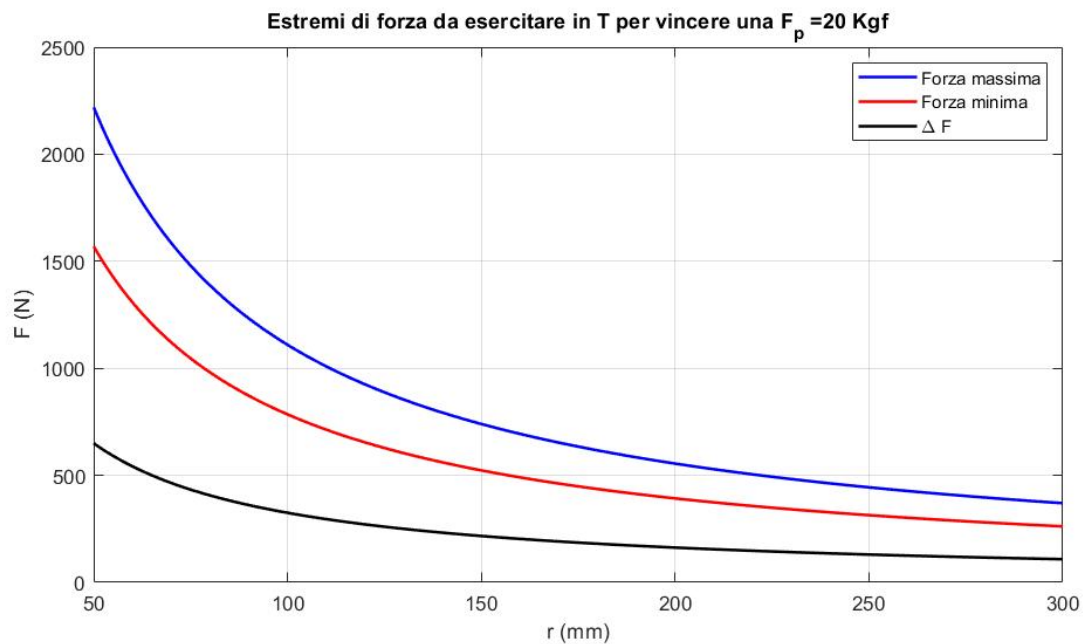


Figura 53: Forze massime e minime calcolate nel campo di moto del meccanismo al variare del parametro r .

Ragionando poi sulle pressioni, si deve rimanere nei valori massimi prescritti a catalogo. Di norma non si devono superare i 10 bar relativi per non avere fughe o danneggiamenti. Avere un attuatore compatto ha notevoli benefici, non solo in termini di spazio, ma come si vedrà nel capitolo relativo al controllo, si ha un sistema più pronto se il volume delle camere è inferiore.

In **Figura 54** vengono riportati gli andamenti dei valori massimi e minimi delle pressioni relative calcolate nella camera anteriore del cilindro per opporsi alla forza costante esercitata dal paziente.

Alla fine del processo si sono dunque fissati gli ultimi due parametri con cui si riesce a coprire il campo di moto con una corsa dell'attuatore di 200 mm:

- $r = 140$ mm;
- $\rho = 12.5^\circ$.

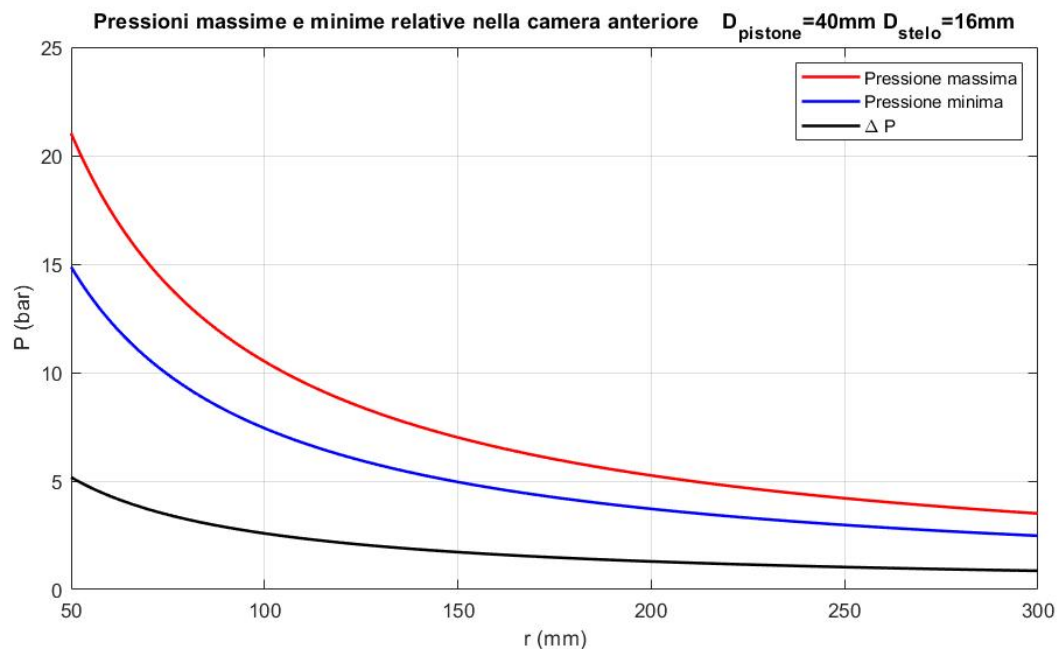


Figura 54: Pressioni relative massime e minime nella camera anteriore del cilindro calcolate nel campo di moto del meccanismo al variare del parametro r .

Di seguito vengono riportati i risultati più significativi per quanto riguarda il meccanismo con i parametri di progetto. I grafici in funzione dell'angolo dell'esercizio ψ sono orientati secondo la convenzione per cui nella leg extension l'angolo cresce durante l'esecuzione dell'esercizio. Per l'esercizio del leg curl vale la convenzione opposta, ma data la simmetria tra i due esercizi, basta leggere il grafico da destra verso sinistra.

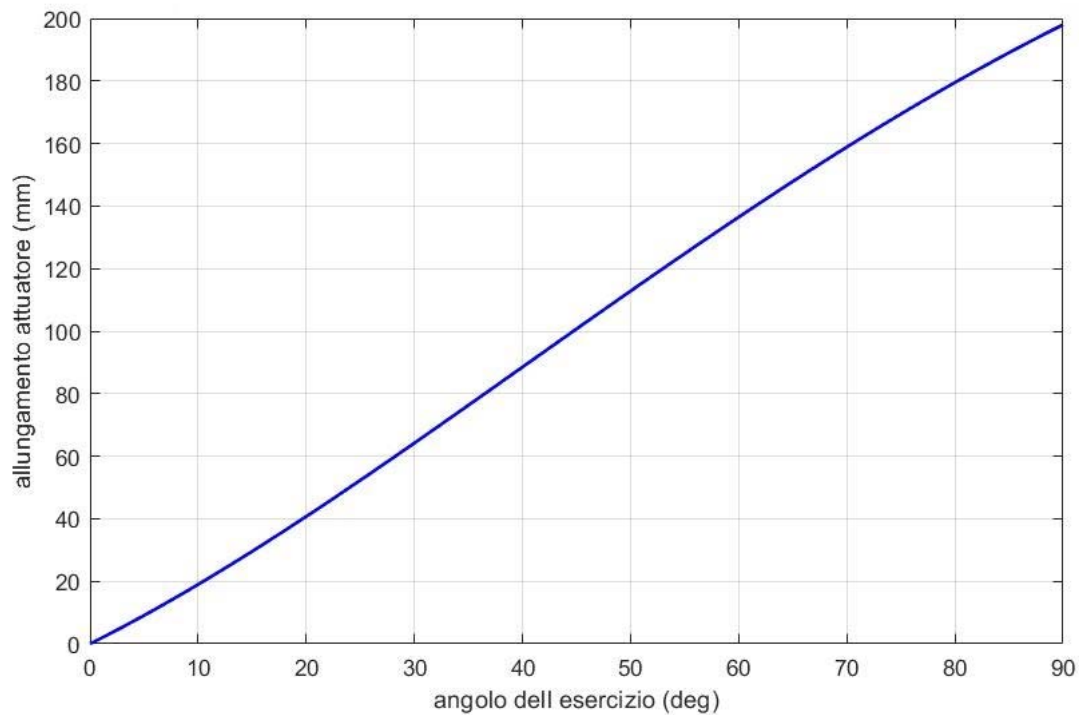


Figura 55: Allungamento dell'attuatore in funzione dell'angolo dell'esercizio ψ .

L'allungamento dell'attuatore in funzione dell'avanzamento angolare non è proprio perfettamente lineare, come si vede in **Figura 55**, ma viste le problematiche evidenziate in precedenza, si può definire un buon risultato. In **Figura 56** e in **Figura 57** sono riportati gli andamenti della velocità di fuoriuscita dello stelo (se si parla di leg extension) e della forza che deve esercitare l'attuatore in funzione dell'angolo dell'esercizio, che è linearmente dipendente dal tempo in questo caso. Gli andamenti sono l'uno il rovescio dell'altro e questo è corretto in quanto in ingresso ho una coppia costante dell'utente ad una velocità angolare costante, e quindi la potenza dell'attuatore è anch'essa costante.

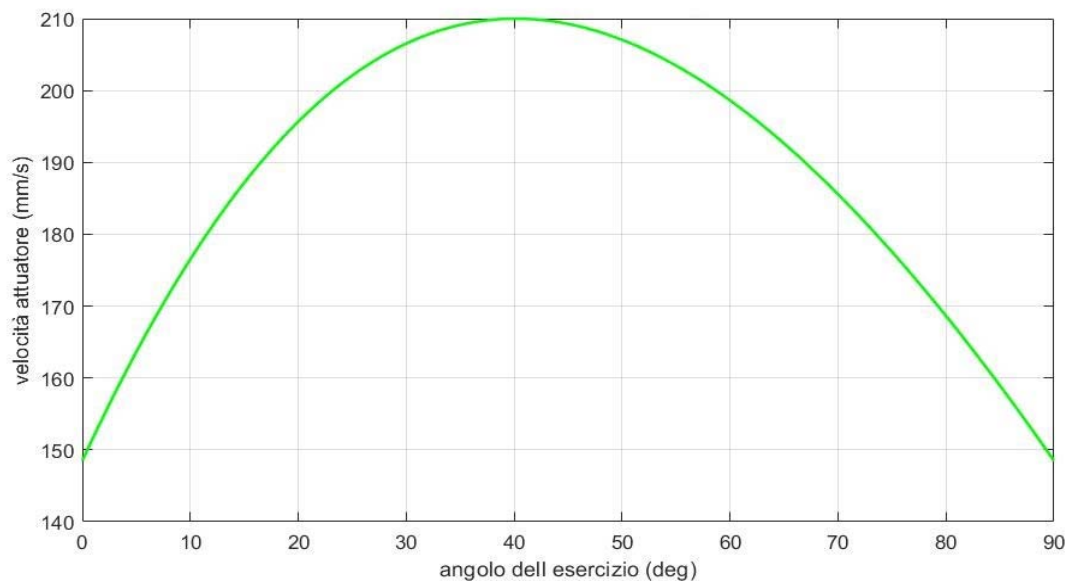


Figura 56: Velocità di fuoriuscita/rientro dello stelo in funzione dell'angolo dell'esercizio quando la gamba dell'utente ha una velocità angolare costante e pari a $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$.

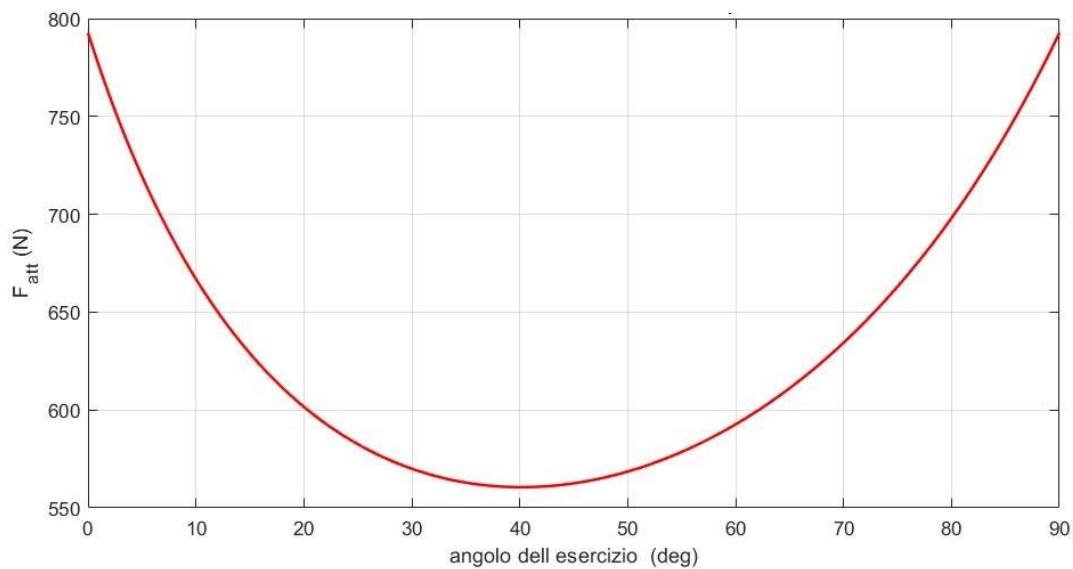


Figura 57: Forza che l'attuatore esercita sul punto *T* in funzione dell'angolo dell'esercizio per opporre all'utente una forza costante di 20 Kgf/196N.

Come ci si aspettava i valori massimi di forza si ottengono agli estremi del campo di moto, mentre il minimo cade dove c'è un angolo tra l'attuatore lineare e il braccio *r* praticamente di 90°, ovvero quando l'angolo dell'esercizio ψ vale circa 40°. Gli andamenti delle pressioni nei due casi sono rappresentati in **Figura 58**. La differenza tra le due funzioni è data dalla diversa dimensione delle camere per la presenza dello stelo.

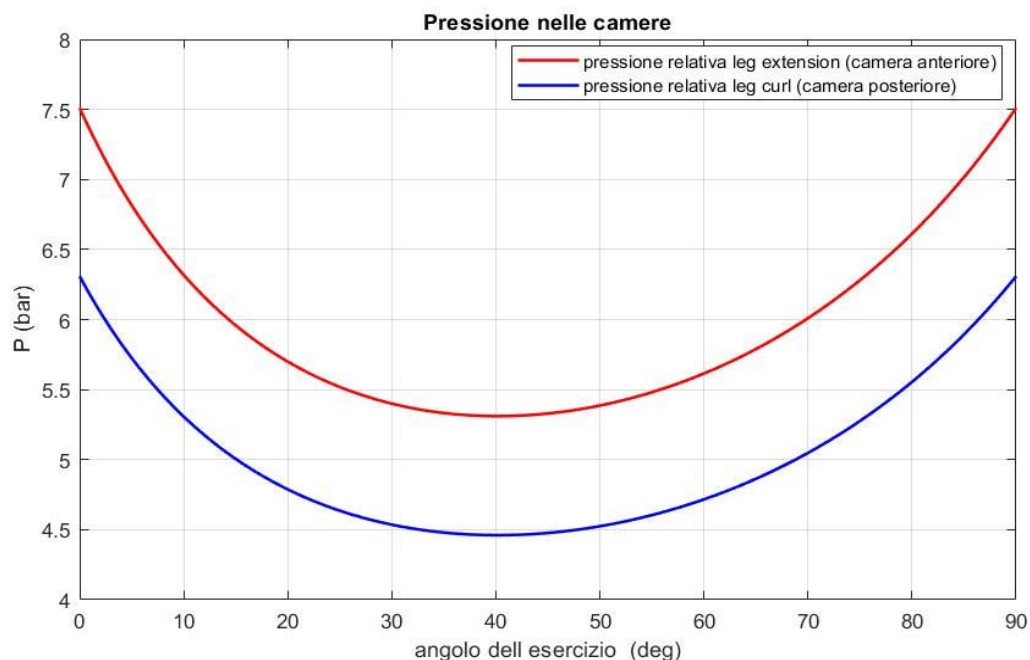


Figura 58: Andamento delle pressioni che devono essere presenti in una delle camere per opporre all'utente una forza resistente costante di 20 Kgf/196N. Gli andamenti sono proporzionali a quello della forza.

5.3 Calcolo delle reazioni interne ed esterne

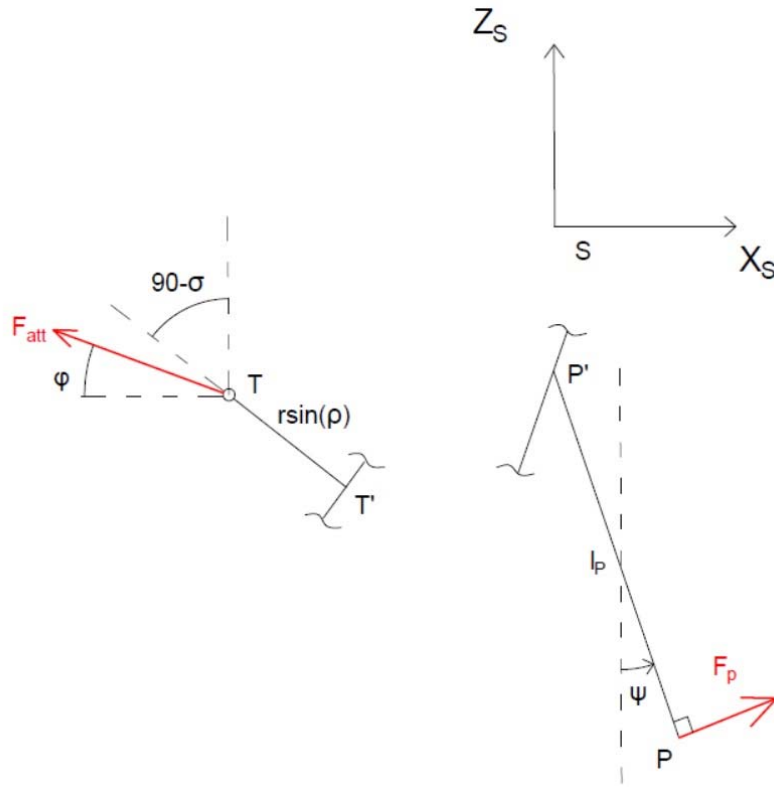


Figura 59: Schemi di dettaglio dei due tratti $\overline{TT'}$ e $\overline{PP'}$.

Per prima cosa, dalla **Figura 59**, si definiscono gli angoli utili nei calcoli:

- $\varphi = \tan^{-1} \frac{z_T - z_{T0}}{x_T - x_{T0}}$: angolo tra la direzione dell'attuatore e X_s ;
- ψ : angolo dell'esercizio, tra la direzione della gamba e quella verticale Z_s ;
- $\sigma = \theta + \varepsilon$;

I seguenti ragionamenti riguardano la determinazione dal punto di vista analitico delle forze interne alle cerniere e delle reazioni vincolari per quelle fisse al telaio; si utilizza la convenzione della leg extension, ma i risultati sono i medesimi a versi invertiti per la leg curl.

Si scompone il problema scrivendo per ogni link il proprio diagramma di corpo libero (**Figura 60**) e si ricavano le seguenti 14 equazioni in 14 incognite:

$$Z_{C1} + F_{pZ} - Z_{C2} = 0 \quad (5.3.1)$$

$$X_{C1} + F_{pX} - X_{C2} = 0 \quad (5.3.2)$$

$$F_{pZ} c \cos(\sigma) - F_{pX} c \sin(\sigma) + M_p + Z_{C1} d \cos(\sigma) - X_{C1} d \sin(\sigma) = 0 \quad (5.3.3)$$

$$Z_{C2} - Z_{B2} = 0 \quad (5.3.4)$$

$$X_{C2} - X_{B2} = 0 \quad (5.3.5)$$

$$Z_{C2} l_K \cos(\varepsilon) - X_{C2} l_K \sin(\varepsilon) = 0 \quad (5.3.6)$$

$$M_A = F_{att} r \sin(\rho) \sin(90 - \sigma - \varphi)$$

$$F_{px} = F_p \cos(\psi)$$

$$F_{pz} = F_p \sin(\psi)$$

$$M_p = F_p l_p$$

Combinando 5.3.1, 5.3.2, 5.3.3 e 5.3.6 si ottiene:

$$X_{C2} = \frac{-M_p + F_{pz} \cos(\sigma) (d - c) + F_{px} \sin(\sigma) (c - d)}{\tan(\varepsilon) d \cos(\sigma) - d \sin(\sigma)}$$

$$X_{C1} = X_{C2} - F_{px}$$

$$Z_{C2} = X_{C2} \tan(\varepsilon)$$

$$Z_{C1} = X_{C2} \tan(\varepsilon) - F_{pz}$$

Dalla 5.3.4 e 5.3.5:

$$Z_{B2} = Z_{C2}$$

$$X_{B2} = X_{C2}$$

Sostituendo queste espressioni e combinando 5.3.7, 5.3.8, 5.3.9 e 5.3.12 si ricava:

$$X_A = \frac{Z_{C1} l_K \cos(\varepsilon) - X_{C1} l_K \sin(\varepsilon)}{a \tan(\sigma) \cos(\varepsilon) - a \sin(\varepsilon)}$$

$$Z_A = X_A \tan(\sigma)$$

$$X_{B1} = X_A + X_{C1}$$

$$Z_{B1} = X_A \tan(\sigma) + Z_{C1}$$

Dalle rimanenti 5.3.10, 5.3.11, 5.3.13 e 5.3.14:

$$Z_{A0} = Z_A$$

$$X_{A0} = X_A$$

$$Z_{B0} = Z_{B1} - Z_{B2} - F_{AZ}$$

$$X_{B0} = X_{B1} + F_{AX} - X_{B2}$$

5.4 Andamento degli sforzi

Calcolate analiticamente le relazioni che individuano il valore delle forze nelle cerniere al variare dell'angolo dell'esercizio, si può procedere con la determinazione degli sforzi interni. Per questo calcolo si ipotizza che la forza applicata dal paziente sia pari a 40 Kgf, ben al di sopra del valore di progetto, con lo scopo di sovradimensionare i link ed avere quindi una deformazione dei bracci contenuta, soprattutto quando il meccanismo è nella condizione più estesa. A completare l'analisi quindi, dopo il dimensionamento dei componenti, è stata eseguita una analisi agli elementi finiti semplificata per valutare l'ordine di grandezza delle deformazioni del sistema assemblato sotto carico.

I link A_0A e B_2C_2 sono delle bielle, perciò se si trascurano le componenti d'attrito presenti in queste ultime, saranno soggetti solo a sforzo normale. Il tratto $\overline{PP'}$ invece è soggetto ad una forza costante sempre ortogonale ad esso, quindi non ci starà sforzo normale, ma solamente taglio costante e pari alla forza esercitata dal paziente e momento flettente.

Si può quindi affermare che $(x: 0 \rightarrow l_p)$:

$$N_{A0A} = \sqrt{X_A^2 + Z_A^2}$$

$$N_{B2C2} = \sqrt{X_{B2}^2 + Z_{B2}^2}$$

$$T_{PP'} = F_p$$

$$M_{fPP'} = F_p x$$

In **Figura 61** e in **Figura 62** sono rappresentati gli sforzi per i link A_0A e B_2C_2 e per il tratto $\overline{PP'}$.

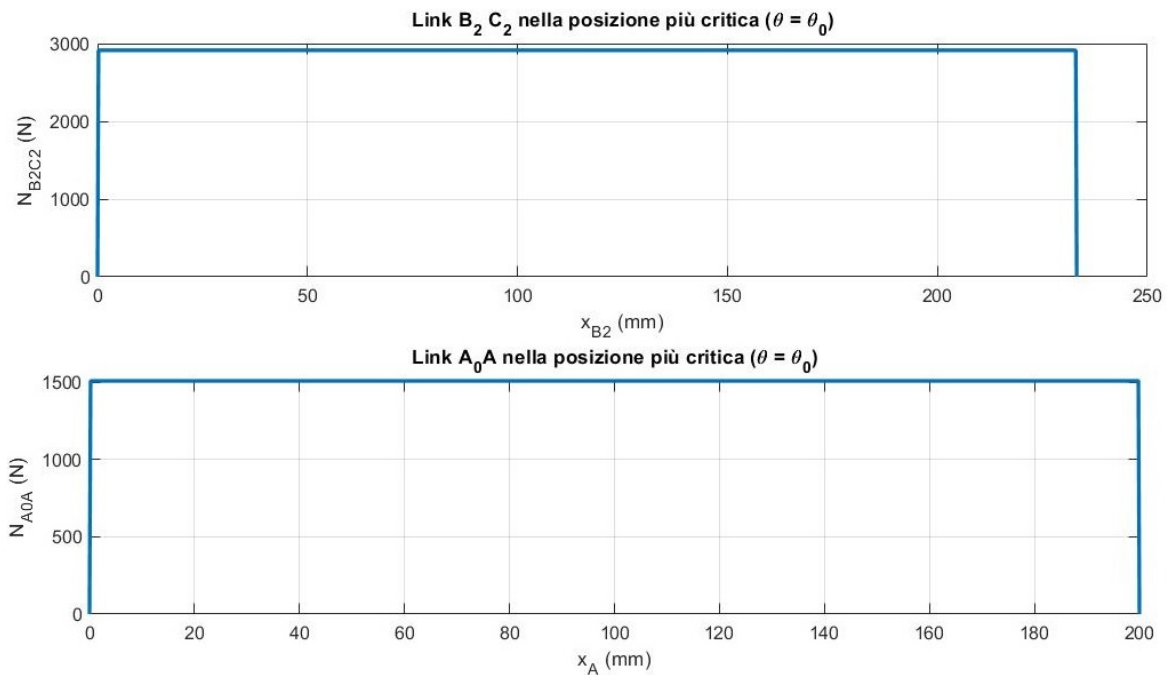


Figura 61: Diagramma degli sforzi per i link B_2C_2 e A_0A nella condizione di carico più sfavorevole.

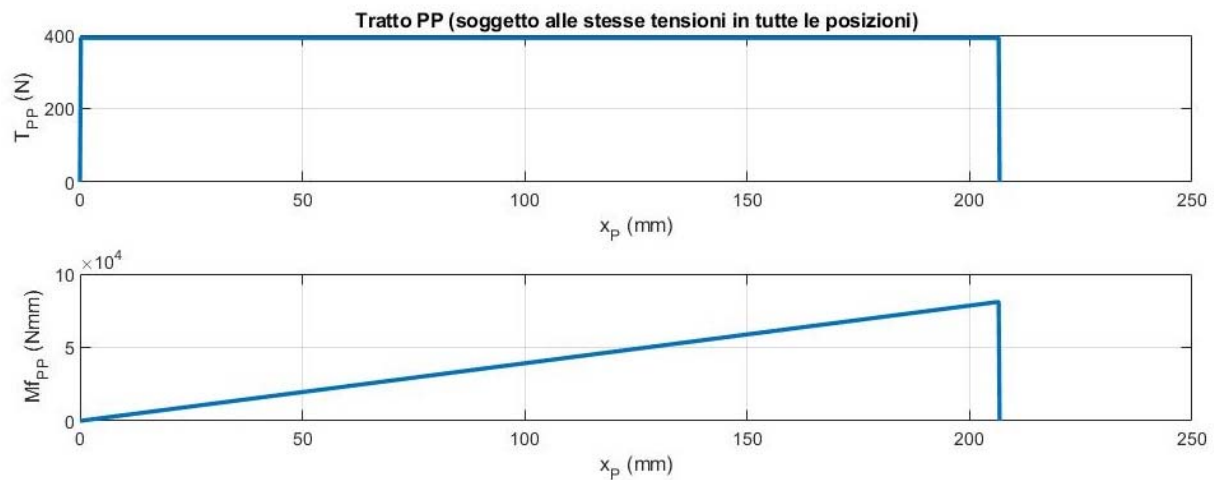


Figura 62: Diagramma degli sforzi per il tratto $\overline{PP'}$.

Per i rimanenti link si procede dapprima proiettando le forze secondo il sistema di riferimento locale orientato con l'ascissa in direzione dello stesso, poi con la suddivisione in campate e con la determinazione dell'andamento degli sforzi. In **Figura 63** c'è il diagramma di corpo libero del link AB_1C_1 e in **Figura 64** lo schema per determinare gli sforzi.

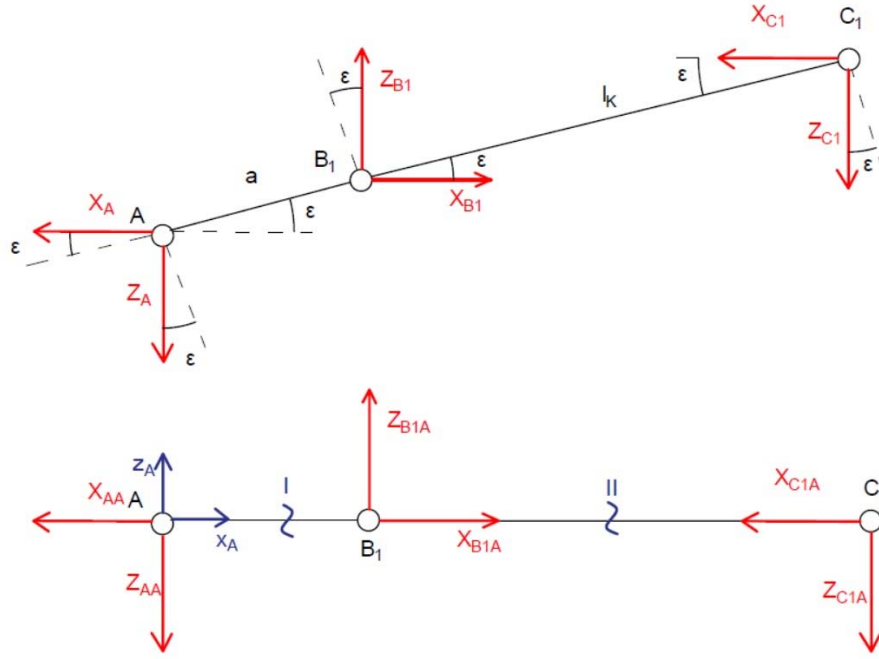


Figura 63: Diagramma di corpo libero del link AB_1C_1 con le forze proiettate rispetto al sistema di riferimento locale.

Si ricavano le componenti delle forze nel sistema di riferimento locale per il link AB_1C_1 :

$$X_{AA} = X_A \cos(\varepsilon) + Z_A \sin(\varepsilon)$$

$$Z_{AA} = Z_A \cos(\varepsilon) - X_A \sin(\varepsilon)$$

$$X_{B1A} = X_{B1} \cos(\varepsilon) + Z_{B1} \sin(\varepsilon)$$

$$Z_{B1A} = Z_{B1} \cos(\varepsilon) - X_{B1} \sin(\varepsilon)$$

$$X_{C1A} = X_{C1} \cos(\varepsilon) + Z_{C1} \sin(\varepsilon)$$

$$Z_{C1A} = Z_{C1} \cos(\varepsilon) - X_{C1} \sin(\varepsilon)$$

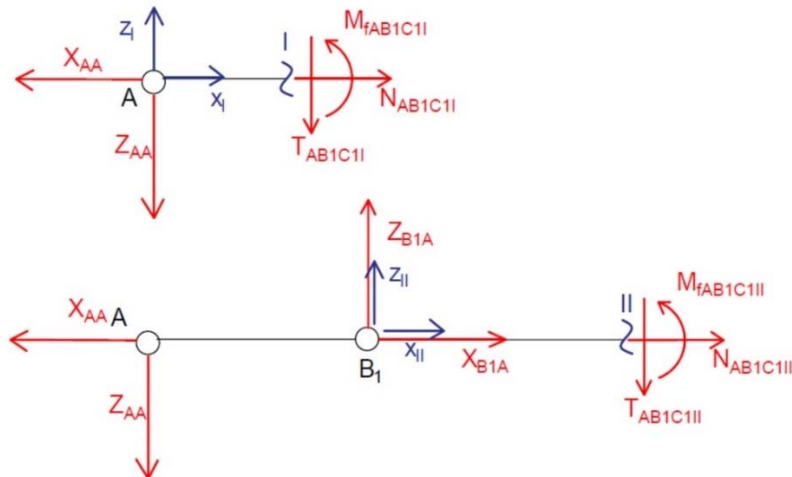


Figura 64: Schema per determinare l'andamento degli sforzi per il link AB_1C_1 .

Si ricavano le espressioni analitiche degli sforzi.

Con $x_I: 0 \rightarrow a$

$$N_{A0AI} = X_{AA}$$

$$T_{A0AI} = -Z_{AA}$$

$$M_{fA0AI} = -Z_{AA} x_I$$

Con $x_{II}: 0 \rightarrow l_K$

$$N_{A0AII} = X_{AA} - X_{B1A}$$

$$T_{A0AII} = -Z_{AA} + Z_{B1A}$$

$$M_{fA0AII} = Z_{B1A} x_{II} - Z_{AA} (x_{II} + a)$$

In **Figura 65** sono rappresentati gli andamenti degli sforzi per il link AB_1C_1 .

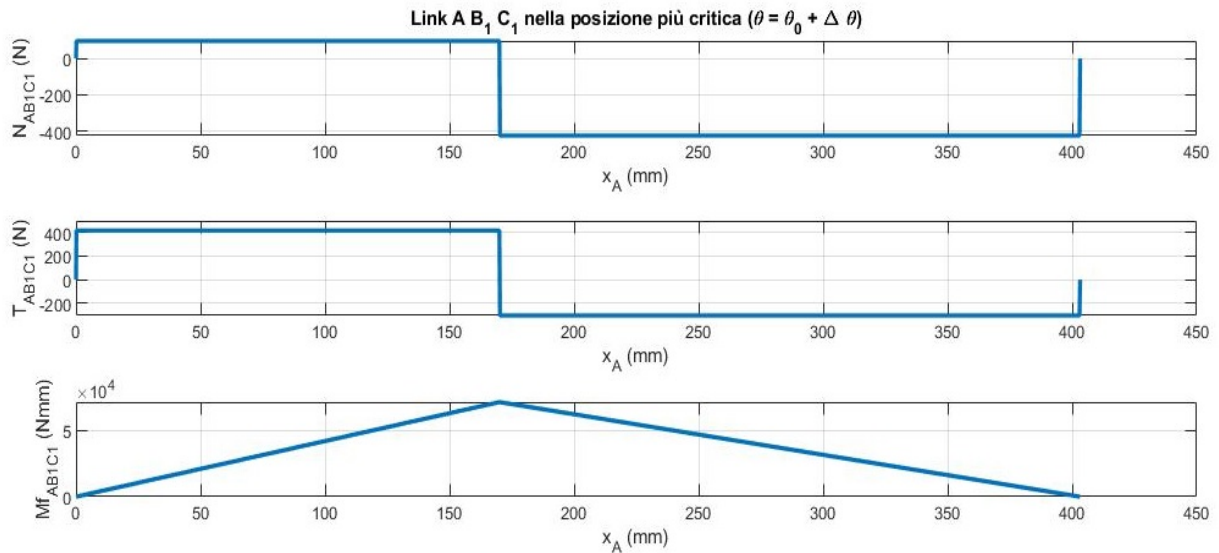


Figura 65: Andamento degli sforzi per il link AB_1C_1 nella condizione di carico più sfavorevole.

In **Figura 66** c'è il diagramma di corpo libero del tratto $\overline{C_1C_2}$ e in **Figura 67** lo schema per determinare gli sforzi.

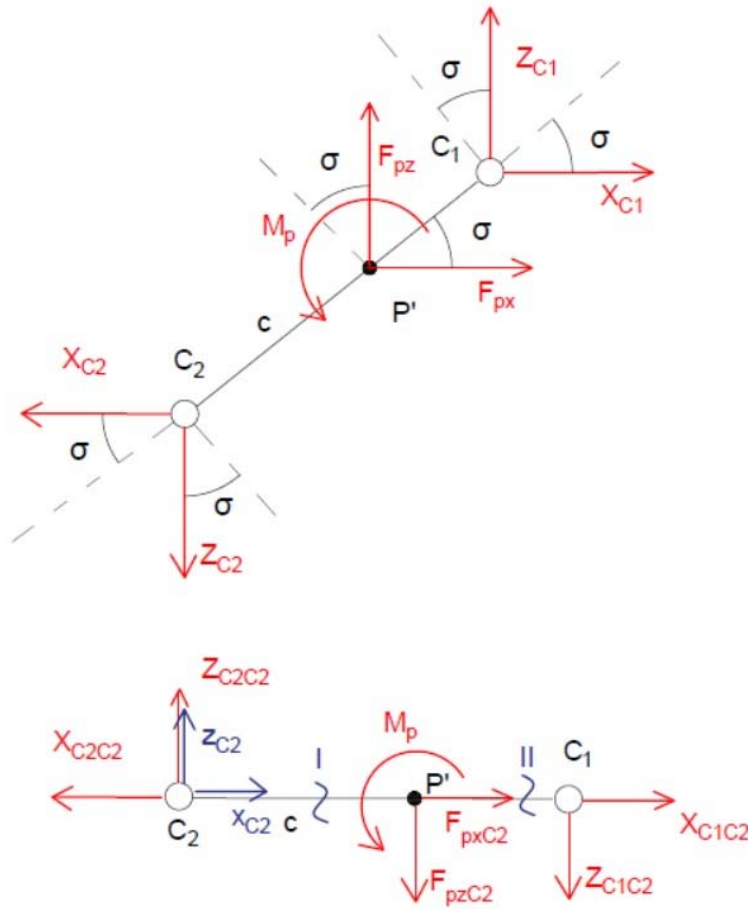


Figura 66: Diagramma di corpo libero del tratto $\overline{C_1C_2}$ con le forze proiettate rispetto al sistema di riferimento locale.

Si ricavano le componenti delle forze nel sistema di riferimento locale per il tratto $\overline{C_1C_2}$:

$$X_{C2C2} = X_{C2} \cos(\sigma) + Z_{C2} \sin(\sigma)$$

$$Z_{C2C2} = X_{C2} \sin(\sigma) - Z_{C2} \cos(\sigma)$$

$$X_{C1C2} = X_{C1} \cos(\sigma) + Z_{C1} \sin(\sigma)$$

$$Z_{C1C2} = X_{C1} \sin(\sigma) - Z_{C1} \cos(\sigma)$$

$$F_{pxC2} = F_{px} \cos(\sigma) + F_{pz} \sin(\sigma)$$

$$F_{pzc2} = F_{px} \sin(\sigma) - F_{pz} \cos(\sigma).$$

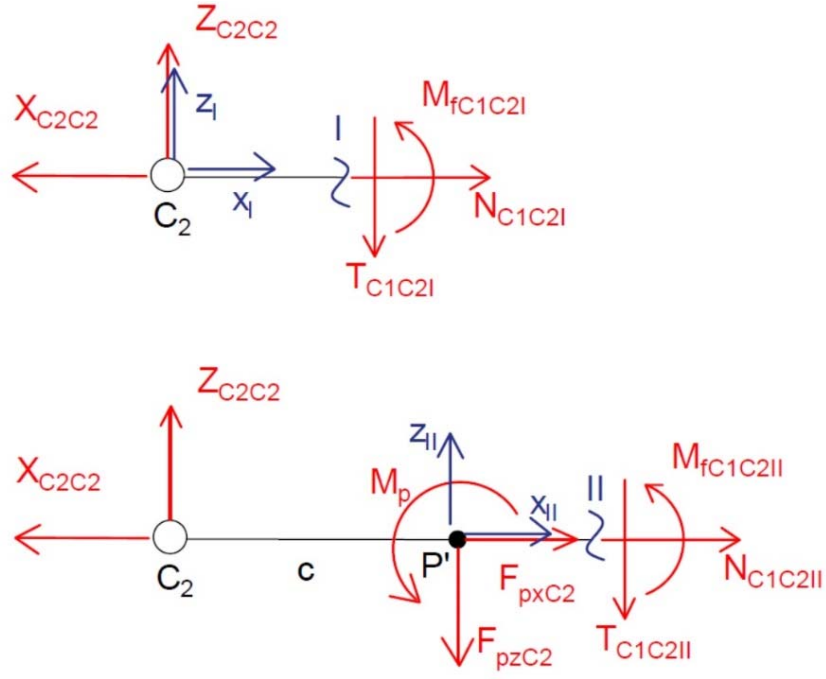


Figura 67: Schema per determinare l'andamento degli sforzi per il tratto $\overline{C_1 C_2}$.

Si ricavano le espressioni analitiche degli sforzi per il tratto $\overline{C_1 C_2}$.

Con $x_I: 0 \rightarrow c$

$$N_{C1C2I} = X_{C2C2}$$

$$T_{C1C2I} = Z_{C2C2}$$

$$M_{fC1C2I} = Z_{C2C2} x_I$$

Con $x_{II}: 0 \rightarrow d - c$

$$N_{C1C2II} = X_{C2C2} - F_{pxC2}$$

$$T_{C1C2II} = Z_{C2C2} - F_{pzc2}$$

$$M_{fC1C2II} = Z_{C2C2} (c + x_{II}) - M_p - F_{pzc2} x_{II}$$

In **Figura 68** sono rappresentati gli andamenti degli sforzi per il tratto $\overline{C_1 C_2}$.

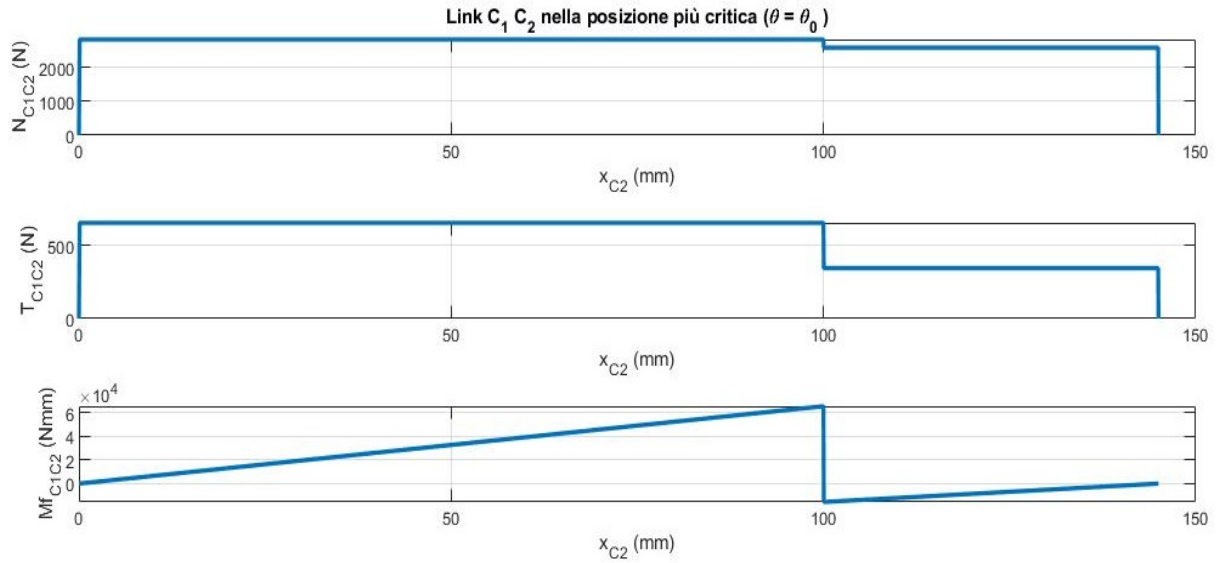


Figura 68: Andamento degli sforzi per il tratto $\overline{C_1 C_2}$ nella condizione di carico più critica.

Si ricavano le componenti delle forze nel sistema di riferimento locale per il link $B_0 B_1 B_2$:

$$X_{B_2 B_2} = X_{B_2} \cos(\sigma) + Z_{B_2} \sin(\sigma)$$

$$Z_{B_2 B_2} = X_{B_2} \sin(\sigma) - Z_{B_2} \cos(\sigma)$$

$$X_{B_1 B_2} = X_{B_1} \cos(\sigma) + Z_{B_1} \sin(\sigma)$$

$$Z_{B_1 B_2} = X_{B_1} \sin(\sigma) - Z_{B_1} \cos(\sigma)$$

$$F_{A X B_2} = F_{A X} \cos(\sigma) - F_{A Z} \sin(\sigma)$$

$$F_{A Z B_2} = F_{A Z} \cos(\sigma) + F_{A X} \sin(\sigma)$$

$$Z_{B_0 B_2} = X_{B_0} \sin(\sigma) - Z_{B_0} \cos(\sigma)$$

$$X_{B_0 B_2} = X_{B_0} \cos(\sigma) + Z_{B_0} \sin(\sigma)$$

In **Figura 69** c'è il diagramma di corpo libero e lo schema per determinare l'andamento degli sforzi del link $B_0 B_1 B_2$.

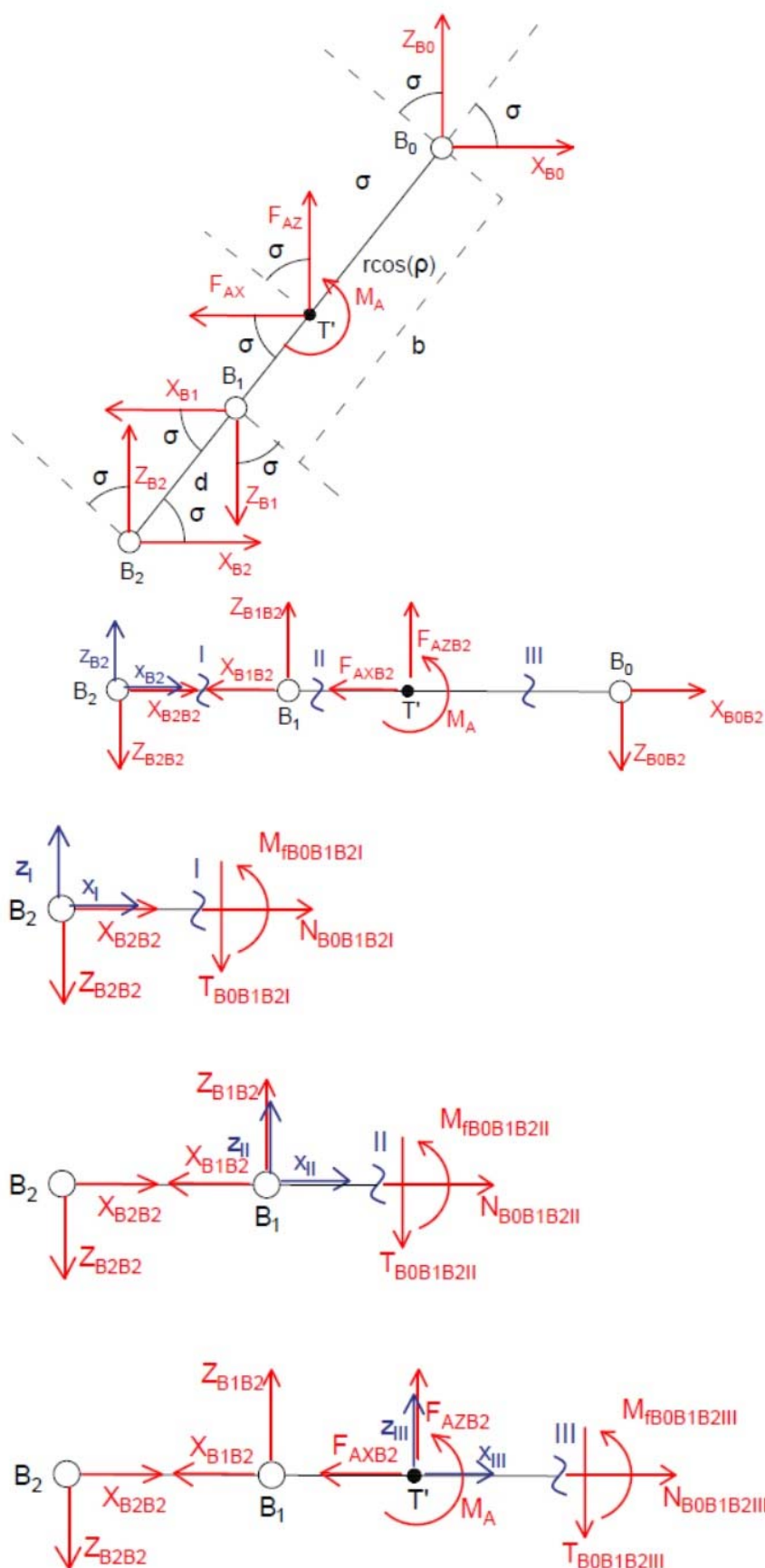


Figura 69: Diagramma di corpo del link $B_0B_1B_2$ con le forze proiettate secondo il sistema di riferimento locale e schema per determinare l'andamento degli sforzi corrispondente.

Si ricavano le espressioni analitiche degli sforzi per il link $B_0B_1B_2$ e gli andamenti si possono vedere in **Figura 70**.

Con $x_I: 0 \rightarrow d$

$$N_{B_0B_1B_2I} = -X_{B_2B_2}$$

$$T_{B_0B_1B_2I} = -Z_{B_2B_2}$$

$$M_{fB_0B_1B_2I} = -Z_{B_2B_2} x_I$$

Con $x_{II}: 0 \rightarrow b - r \cos(\rho)$

$$N_{B_0B_1B_2II} = -X_{B_2B_2} + X_{B_1B_2}$$

$$T_{B_0B_1B_2II} = -Z_{B_2B_2} + Z_{B_1B_2}$$

$$M_{fB_0B_1B_2II} = -Z_{B_2B_2} (d + x_{II}) + Z_{B_1B_2} x_{II}$$

Con $x_{III}: 0 \rightarrow r \cos(\rho)$

$$N_{B_0B_1B_2III} = F_{AXB_2} - X_{B_2B_2} + X_{B_1B_2}$$

$$T_{B_0B_1B_2III} = F_{AZB_2} - Z_{B_2B_2} + Z_{B_1B_2}$$

$$M_{fB_0B_1B_2III} = -Z_{B_2B_2} (d + x_{III} + (b - r \cos(\rho))) + Z_{B_1B_2} (x_{III} + (b - r \cos(\rho))) + F_{AZB_2} x_{III} - M_A$$

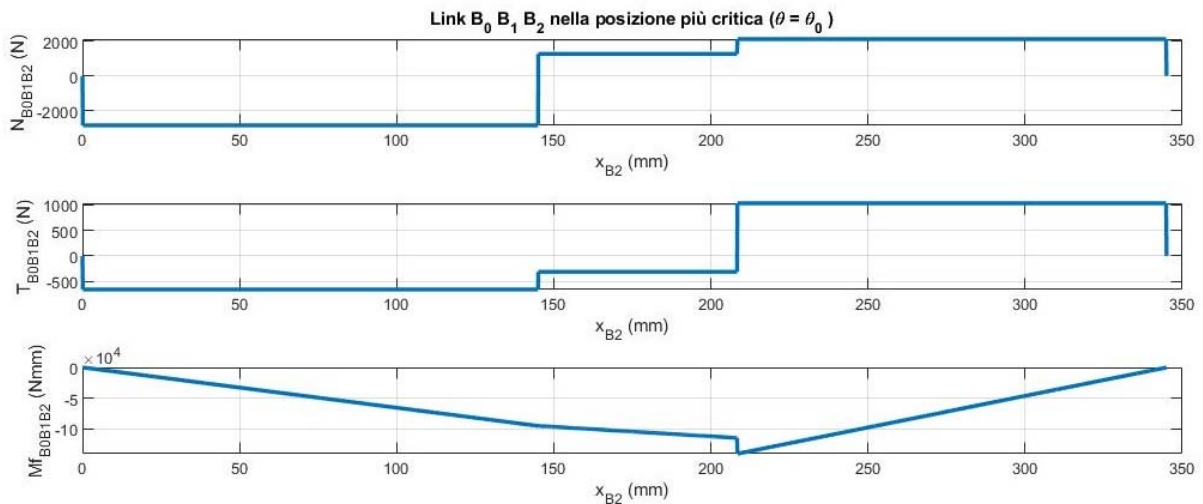


Figura 70: Andamento degli sforzi per il link $B_0B_1B_2$ nella condizione di carico più critica.

Si ricavano le componenti delle forze nel sistema di riferimento locale per il tratto $\overline{TT'}$ grazie allo schema in **Figura 71**:

$$F_{AXT} = F_A \cos(90 - \sigma - \varphi)$$

$$F_{AZT} = F_A \sin(90 - \sigma - \varphi)$$

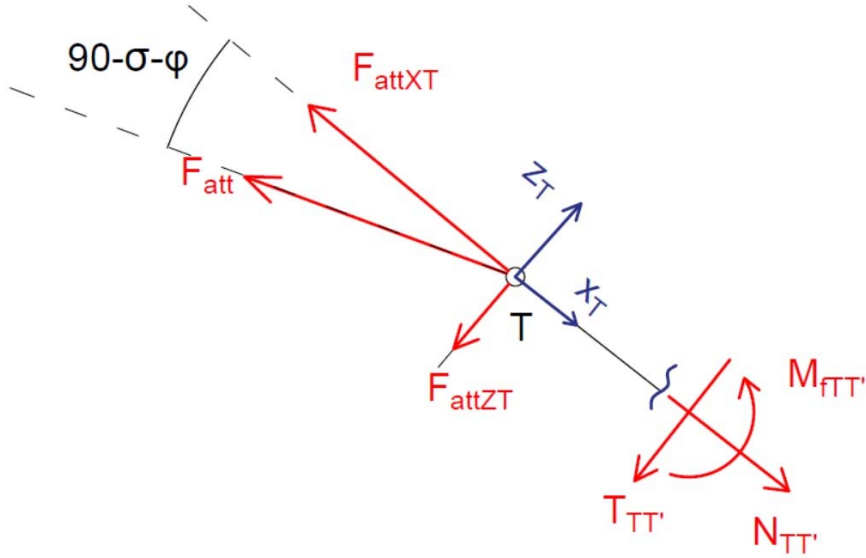


Figura 71: Schema per determinare le espressioni analitiche degli sforzi per il tratto $\overline{TT'}$.

Si ricavano le espressioni analitiche degli sforzi per il tratto $\overline{TT'}$ che sono rappresentati in **Figura 72**.

Con x : $0 \rightarrow r \sin(\rho)$

$$N_{TT'} = F_{AXT}$$

$$T_{TT'} = -F_{AZT}$$

$$M_{fTT'} = -F_{AZT} x$$

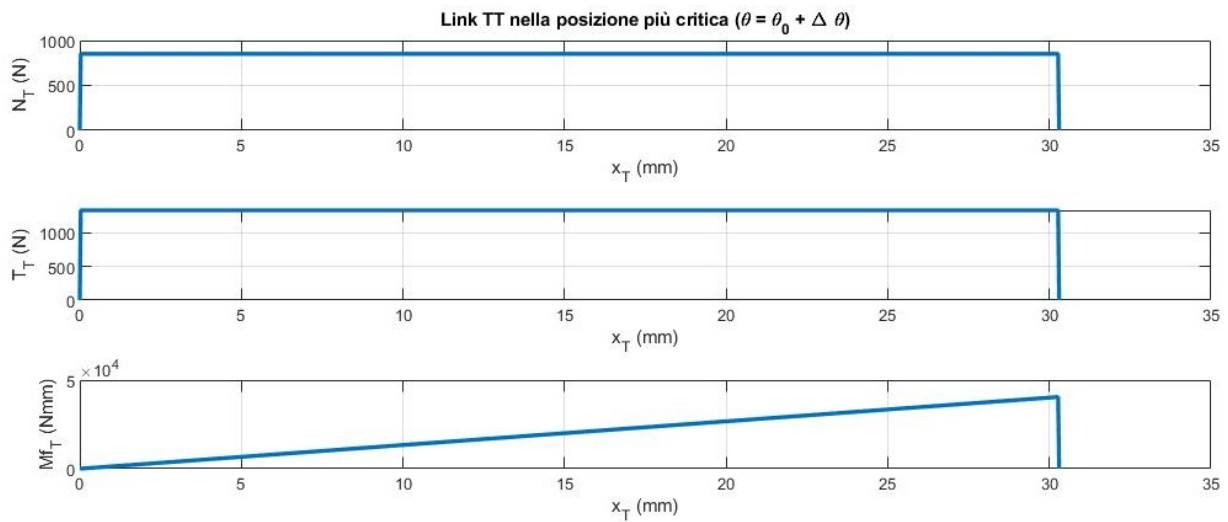


Figura 72: Andamento degli sforzi per il tratto $\overline{TT'}$ nella condizione di carico più gravosa.

5.5 Dimensionamento di link e cerniere

Una volta calcolate le forze e gli sforzi interni si ha un'indicazione sulle entità delle sollecitazioni e sulle sezioni più critiche nelle varie fasi del moto. Il passo successivo consiste nel dimensionamento e nella scelta della configurazione costruttiva: il discorso è chiaramente più articolato rispetto a quello del capitolo 4.5 perché ci sono innanzitutto più componenti che compiono escursioni angolari decisamente più ampie rispetto ai bracci del pantografo e che quindi rischiano di sovrapporsi. Per giungere quindi alla soluzione pre-costruttiva si cerca di raggiungere i seguenti obiettivi:

- Evitare snervamento e rottura con un opportuno coefficiente di sicurezza, nelle condizioni operative peggiori valutate per ogni link e per ogni angolo del moto;
- Garantire piccole deformazioni del sistema che, se mal progettato, potrebbe avere dei movimenti indesiderati anche ampi nelle condizioni di meccanismo maggiormente aperto;
- Evitare sovrapposizione dei corpi durante il movimento e lavorare su meno piani possibili;
- Avere un meccanismo compatto e leggero affinché non sia né troppo gravoso da muovere né eccessivamente ingombrante, sempre secondo l'ottica della coesistenza con gli altri sottosistemi che stanno sotto il piano della seduta.
- Possibilmente avere link "dritti", ovvero senza la complicazione di doverli curvare per evitare sovrapposizioni.

I link che compiono la rotazione angolare che va da θ_0 a $\theta_0 + \Delta\theta$, ovvero A_0A , $B_0B_1B_2$ e C_1C_2 sono realizzati mediante un profilato cavo 25x25x2 in acciaio non legato a grano fine formato a freddo di qualità S355 secondo Norma UNI EN 10219 (**Figura 73a**). In particolare, $B_0B_1B_2$ presenta un collegamento saldato per unirlo al tratto $\overline{TT'}$, mentre C_1C_2 è costituito da due segmenti di profilato tra loro saldati. Il tratto $\overline{PP'}$ invece, è curvo per ricavare uno spazio aggiuntivo dietro la gamba dell'utente così da favorire la mobilità di quest'ultimo. I link AB_1C_1 e B_2C_2 invece sono in configurazione doppia posti esternamente ai precedenti e realizzati con un profilo pieno 5x25 di acciaio della medesima qualità (**Figura 73b**).

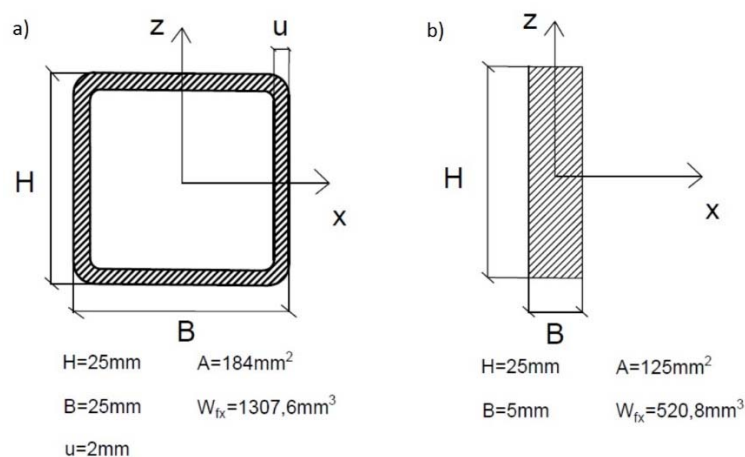


Figura 73: Caratteristiche di sezione impiegate nella realizzazione dei link del meccanismo delle gambe.

Nota quindi la sezione del link, si calcolano le tensioni interne a partire dagli sforzi nel seguente modo:

$$\sigma_N = \frac{N}{A}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\tau = 1.5 \frac{T}{A}$$

Si valutano poi le tensioni equivalenti attraverso il metodo di Von Mises e il Coefficiente di Sicurezza allo snervamento:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_{Mf})^2 + 3 \tau^2}$$

$$C.S. = \frac{\sigma_{eq,max}}{R_{p0,2}}$$

Per i link AB_1C_1 e B_2C_2 , i valori di W_f e A sono raddoppiati rispetto a quelli in **Figura 73b**, appunto perché doppi.

La sezione più sollecitata, come si vede in **Figura 74** risulta essere quella dell'incastro in T' , e il $C.S.$ minimo è di circa 3. La scelta di avere dei link sovradimensionati è diretta conseguenza della necessità di avere un meccanismo che si deformi poco, senza contare che non sarebbe molto pratico scegliere profilati diversi per ogni membro.

Si ricavano le forze complessive nelle varie cerniere e si procede al dimensionamento dei perni a rottura. Si ha che per l' i -esimo perno:

$$F_i = \sqrt{X_i^2 + Z_i^2}$$

$$\tau_i = \frac{4}{3} \frac{F_i}{A_i}$$

$$C.S. = \frac{R_m}{\tau_{max}}$$

Dove F_i è la risultante della cerniera i -esima e A_i l'area resistente del perno i -esimo. Come materiale si è pensato l'acciaio AISI 304, in quanto uno dei più comuni. I perni sono disegnati secondo la UNI EN 22304. Si è scelto di impiegare un diametro di 6 mm, che porta ad avere un $C.S.$ minimo di 2,5 in B_1 . Nella cerniera B_0 il perno deve essere molto più lungo degli altri in quanto questa cerniera è integrata nel telaio e quindi si impiega un diametro di 10 mm.

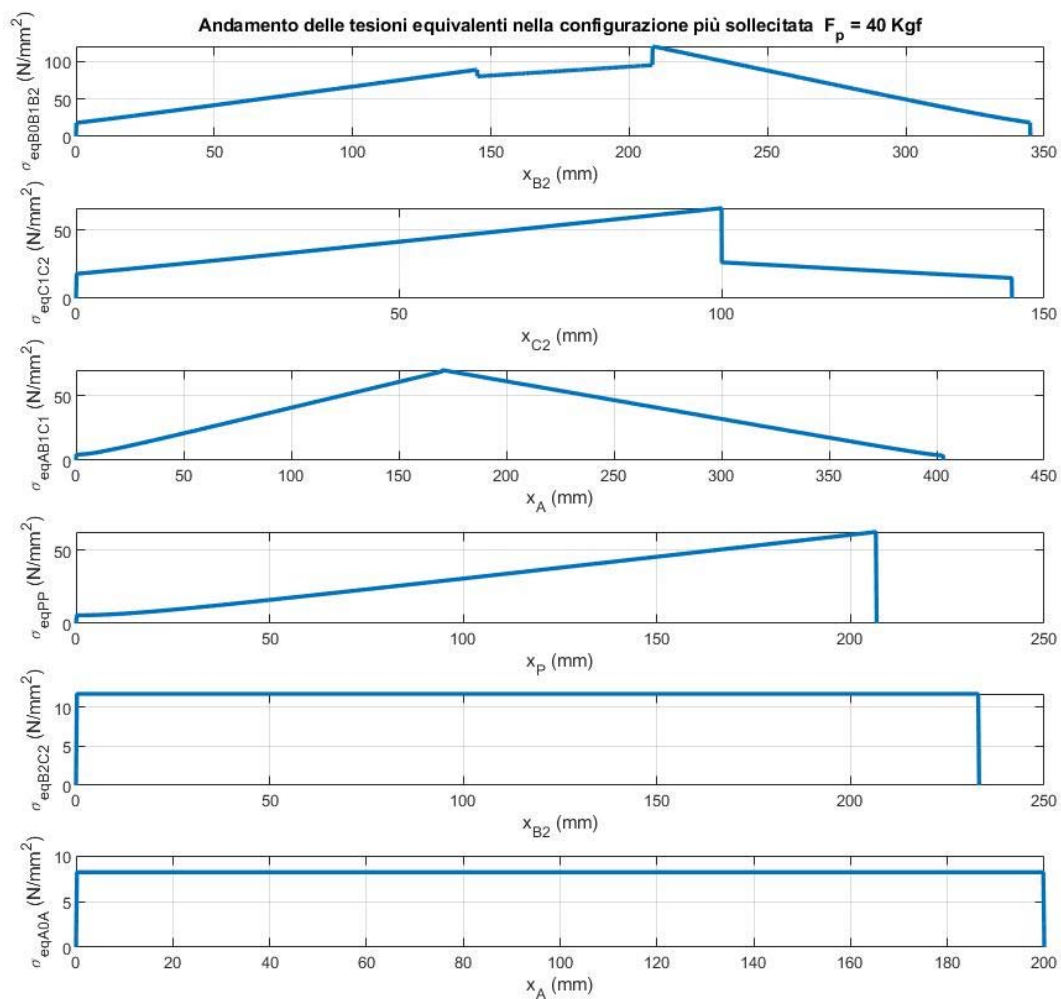


Figura 74: Andamento delle tensioni equivalenti per i link del meccanismo delle gambe, ciascuno nella condizione più gravosa con un carico del paziente bilanciato dal sistema di attuazione pari a 40 Kgf.

Tutte le cerniere, ad eccezione di A_0 presentano la configurazione di sinistra della **Figura 75**, il perno si impegna con una interferenza nei link laterali (quindi è solidale ad essi) e con gioco nella bronzina che funge da cuscinetto e che è accoppiata a sua volta con interferenza nel link cavo. Le rosette servono a limitare l'area di strisciamento e a ridurre l'attrito. Nel caso di B_0 al posto di avere i link laterali si ha il telaio superiore, perché come già detto la cerniera è annegata nel telaio. Lo schema di destra è di A_0 e in questo caso il perno è in interferenza con il link cavo A_0A (quindi solidale ad esso) e accoppiato con gioco con le due bronzine che a loro volta sono in interferenza con la cerniera in acciaio. Questa differenza è dettata dal fatto che, come si vedrà nel capitolo 5.7, bisogna misurare l'angolo del meccanismo e per farlo si collega un sensore angolare assoluto al perno in A_0 , che deve a questo punto essere solidale al link A_0A .

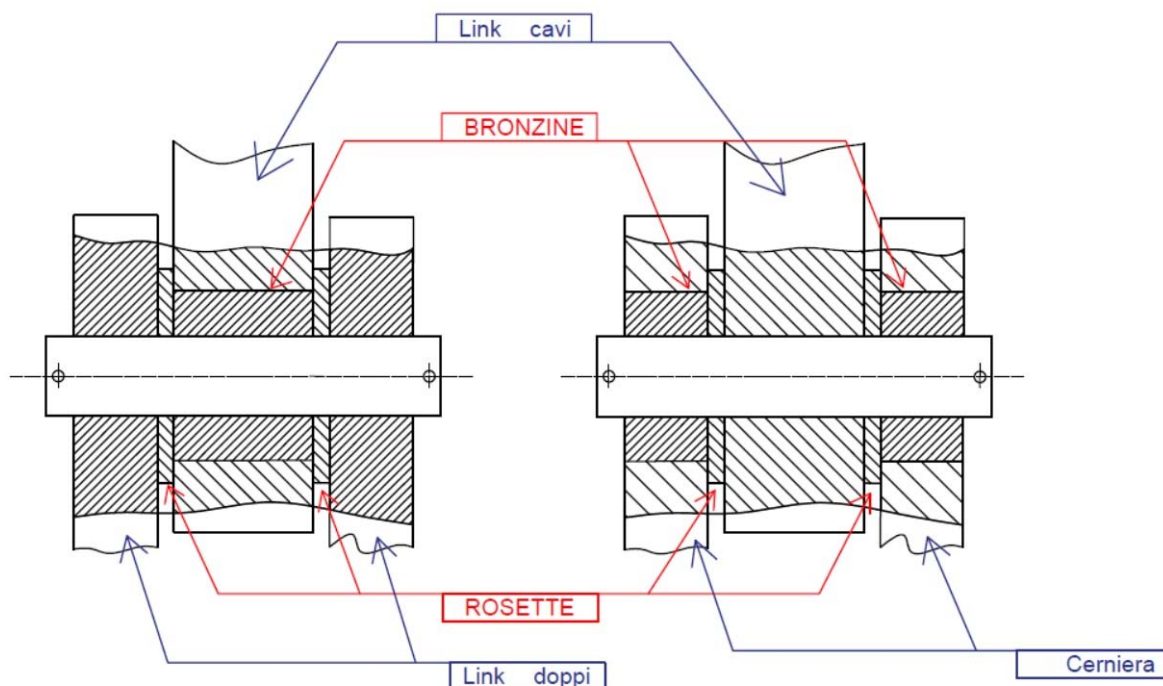


Figura 75: Rappresentazione dello schema costruttivo delle cerniere del meccanismo delle gambe.

5.6 Analisi agli elementi finiti

In questo capitolo è presentata un'analisi semplificata agli elementi finiti realizzata con l'estensione "Simulation" di Solidworks. L'obiettivo è valutare la consistenza dei ragionamenti e dei calcoli effettuati nella precedente trattazione e la deformazione massima del meccanismo in condizione estesa. In **Figura 76** si vedono le tensioni calcolate con Von Mises sotto le condizioni di carico esterno di 40 Kgf con l'aggiunta di una ulteriore componente laterale di 20 Kgf.

Nome del modello:Asieme1
 Nome studio:Analisi statica 1(-Default-)
 Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Sollecitazione1

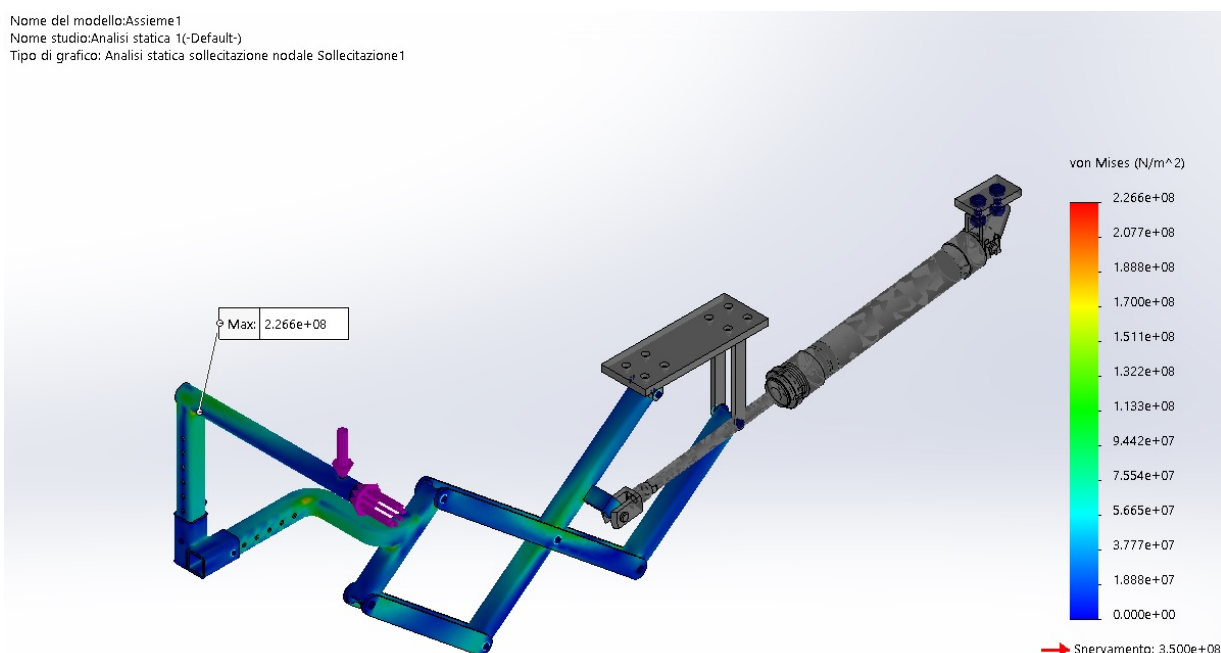


Figura 76: Tensioni equivalenti calcolate sul modello a vincoli semplificati tramite il tool Simulation di Solidworks (vista isometrica).

Chiaramente si tratta di una condizione che non verrà mai a verificarsi poiché l'attuatore non equilibrerà mai una tale forza. La condizione più critica si verifica alla base dell'anima rigida del rullo. In **Figura 77** è rappresentata la deformazione del meccanismo, con una scala volutamente ingrandita per far vedere dove si concentrano le escursioni maggiori. Il valore massimo si attesta intorno ai 7 mm nel punto di applicazione delle forze, portando alla conclusione che le deformazioni nelle comuni condizioni operative siano molto minori.

Nome del modello:Asieme1
 Nome studio:Analisi statica 1(-Default-)
 Tipo di grafico: Sagoma deformata Spostamento1[1]
 Scala di deformazione: 17.976

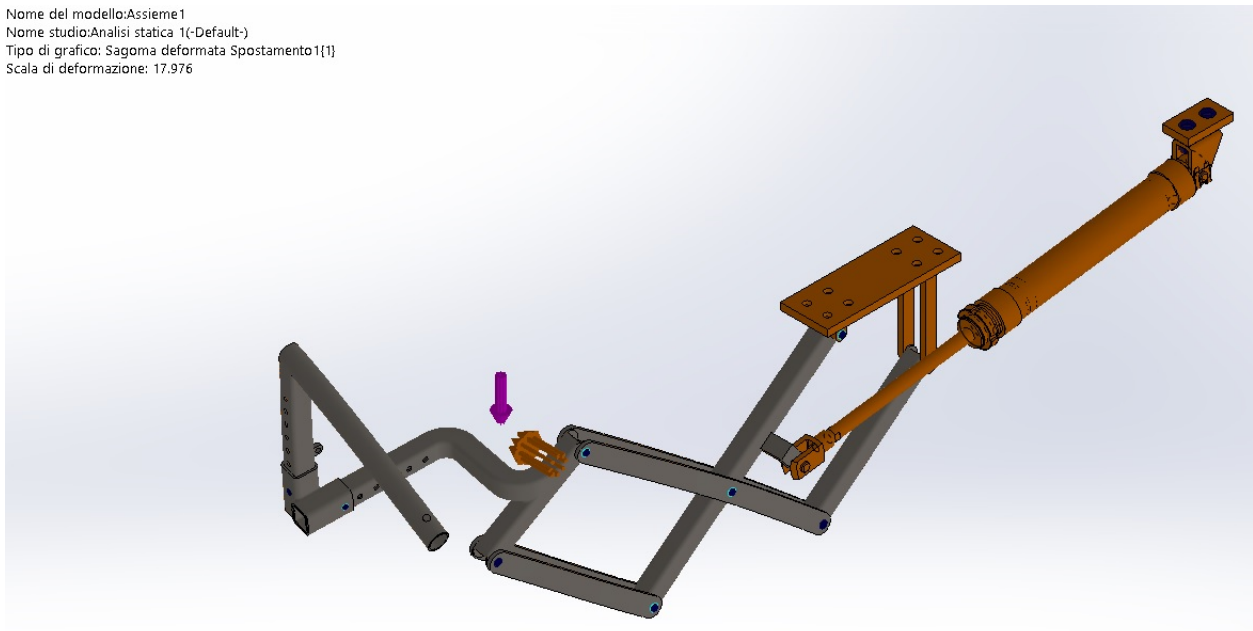


Figura 77: Visualizzazione in scala ingrandita delle deformazioni del modello del meccanismo delle gambe sotto le condizioni di carico precedentemente descritte.

5.7 Attuazione e controllo

Lo studio e il progetto del sistema di attuazione merita una attenzione particolare, ma come già visto in precedenza non è chiaramente un discorso scorrelato dai punti precedenti. L'obiettivo che ci si pone è quello di agire sul cilindro pneumatico in modo da opporre all'utente una forza il più possibile costante sul punto di spinta, ovvero il rullo solidale al meccanismo a scomparsa. Fino ad ora si sono solo considerate le azioni dell'utente e dell'attuatore, intesa come forza derivante dall'equilibrio delle pressioni nelle camere del cilindro. Appare evidente che questa semplificazione andava bene in una fase preliminare volta alla scelta di un possibile attuatore da impiegare nel sistema. Per affinare il modello dinamico del sistema si sono presi in considerazione l'azione degli attriti sulle guarnizioni del cilindro, l'effetto del peso dei link e quello di una molla di richiamo inserita per richiamare il meccanismo in posizione chiusa. Tale elemento elastico è necessario per non lasciare il meccanismo libero di muoversi quando l'attuatore è assente: quando il sistema funziona regolarmente la corsa possibile avviene tra le due battute del pistone nel corpo del cilindro, mentre quando non c'è l'attuatore, quindi in fase di montaggio, il meccanismo viene tenuto in posizione dalla molla e da un finecorsa ricavato da un risalto sul telaio superiore.

La progettazione del sistema di attuazione si effettua cercando di rispettare i seguenti obiettivi:

- Garantire la possibilità di effettuare gli esercizi di leg extension e leg curl a diversi livelli di intensità e con uno sforzo il più possibile costante durante l'escursione angolare;
- Possibilità di eseguire l'attività fisica per molto tempo senza avere decadimenti di prestazioni del sistema;
- Possibilità di lavorare ad alta frequenza in tutti i livelli di carico disponibili;
- Silenziosità del sistema, per evitare di peggiorare ulteriormente la percezione della macchina e dell'attività con sibili e vibrazioni sgradevoli;
- Prontezza del sistema nel passaggio da un tipo di esercizio all'altro e da un livello di carico ad un altro;
- Ricerca di una configurazione il più possibile efficiente dal punto di vista energetico.

Come si vedrà nel corso della trattazione, si è scelto di utilizzare l'attuatore solo come resistenza pneumatica controllata e non in modo attivo. In questo modo si riesce a rispettare gli obiettivi prefissati agendo semplicemente su dei regolatori di flusso in ingresso alle camere, avendo aria in pressione solo in delle due camere degli attuatori e sprecando solamente l'aria che riesce a fuoriuscire tramite le fughe. La presenza di due camere apre comunque a sviluppi futuri e a possibili riconfigurazioni del sistema in ottica di offrire un supporto attivo che quindi aiuti l'utente a muovere le gambe e non viceversa.

5.7.1 Effetto della forza peso

Per valutare l'effetto della forza peso sull'esercizio si è pensato di riproporre un calcolo delle reazioni interne considerando come carichi esterni i pesi dei singoli link concentrati nella mezzeria per poi ricavare la coppia da esercitare per mantenere il tutto in condizioni di equilibrio statico (non importa se la calcoliamo intorno a B_0 o A_0). Per C_1C_2 il valore della forza F_{p1} comprende anche il tratto inferiore di lunghezza l_p , il rullo e la rispettiva guida. Questa semplificazione è lecita perché le masse in gioco non sono esageratamente grandi e la sensibilità dell'utente non è quindi così elevata da accorgersi di minime variazioni della forza.

Una volta dimensionati i link si avrà che:

- $F_{p1} = 13.7 \text{ N}$;
- $F_{p2} = 4.7 \text{ N}$;
- $F_{p3} = 7.8 \text{ N}$;
- $F_{p4} = 5.7 \text{ N}$;
- $F_{p5} = 2.7 \text{ N}$;
- C_{PEO} : è la coppia da esercitare per vincere l'azione delle forze peso che tenderebbero a portare il meccanismo in una posizione intermedia.

In **Figura 78** viene mostrato il diagramma di corpo libero per valutare le componenti delle forze interne dovute all'azione gravitazionale.

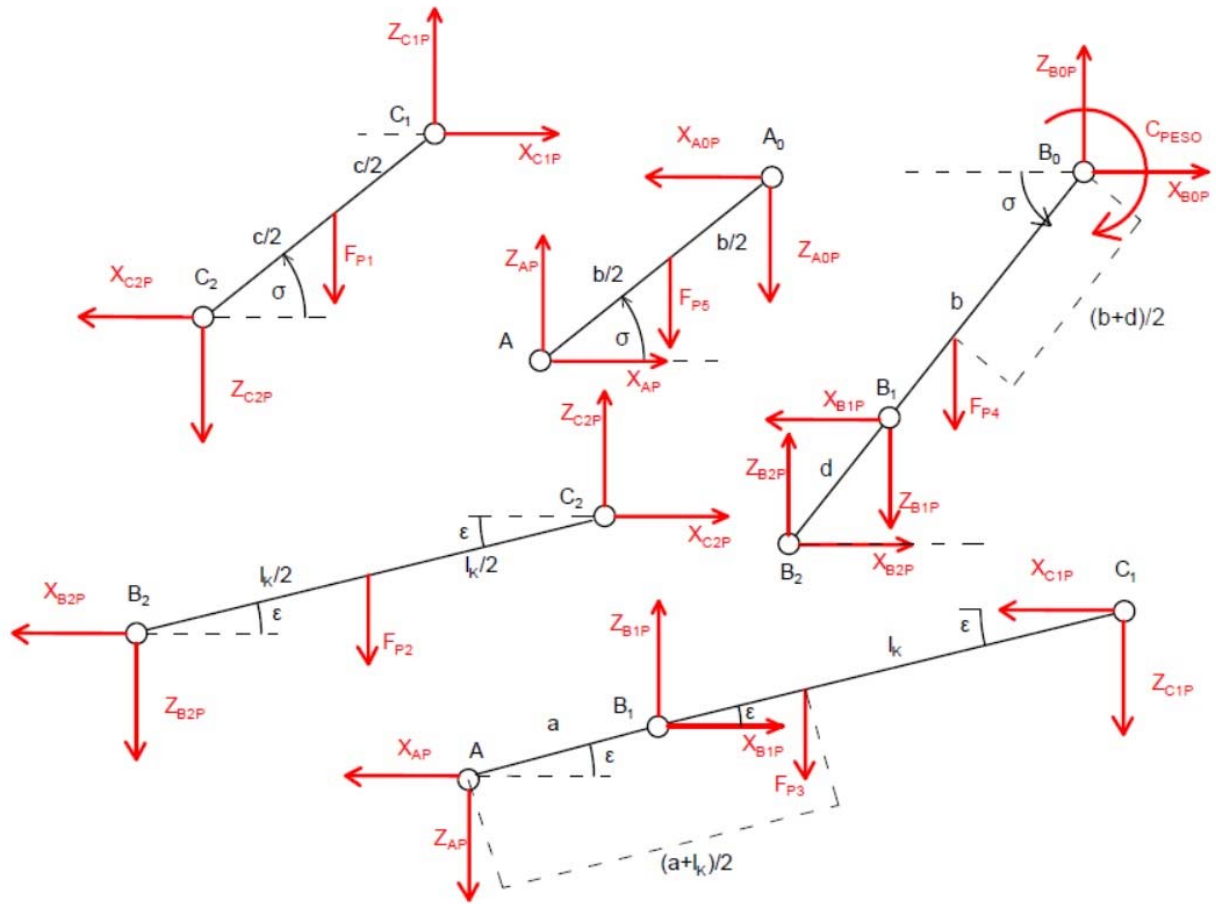


Figura 78: Diagramma di corpo libero dei link del meccanismo con le componenti di forza generate dall'azione gravitazionale.

Si imposta il sistema di equazioni come nel capitolo 5.3:

$$X_{AP} - X_{A0P} = 0$$

$$Z_{AP} - F_{P5} - Z_{A0P} = 0$$

$$F_{P5} \frac{b}{2} \cos(\sigma) + Z_{A0P} b \cos(\sigma) - X_{A0P} b \sin(\sigma) = 0$$

$$-X_{AP} + X_{B1P} - X_{C1P} = 0$$

$$-Z_{AP} + Z_{B1P} - Z_{C1P} - F_{P3} = 0$$

$$Z_{B1P} a \cos(\epsilon) - Z_{C1P} (a + l_k) \cos(\epsilon) - X_{B1P} a \sin(\epsilon) + X_{C1P} (a + l_k) \sin(\epsilon) - F_{P3} \frac{(a + l_k)}{2} \cos(\epsilon) = 0$$

$$X_{B2P} - X_{B1P} + X_{B0P} = 0$$

$$Z_{B2P} - Z_{B1P} + Z_{B0P} - F_{P4} = 0$$

$$-C_{PESO} - X_{B1P} b \sin(\sigma) + X_{B2P} (b + d) \sin(\sigma) - Z_{B2P} (b + d) \cos(\sigma) + Z_{B1P} b \cos(\sigma) + F_{P4} \frac{(b + d)}{2} \cos(\sigma) = 0$$

$$-X_{B2P} + X_{C2P} = 0$$

$$-Z_{B2P} - F_{P2} + Z_{C2P} = 0$$

$$-F_{P2} \frac{l_K}{2} \cos(\varepsilon) + Z_{C2P} l_K \cos(\varepsilon) - X_{C2P} l_K \sin(\varepsilon) = 0$$

$$-X_{C2P} + X_{C1P} = 0$$

$$-Z_{C2P} - F_{P1} + Z_{C1P} = 0$$

$$-F_{P1} \frac{d}{2} \cos(\sigma) + Z_{C1P} d \cos(\sigma) - X_{C1P} d \sin(\sigma) = 0$$

Le forze presentano un pedice che termina per "P" ad indicazione del fatto che sono le componenti dipendenti dalla forza peso. Dal sistema si ottiene:

$$X_{C1P} = \frac{F_{P1} + F_{P2}}{2 (\tan(\sigma) - \tan(\varepsilon))}$$

$$X_{C2P} = X_{C1P}$$

$$X_{B2P} = X_{C1P}$$

$$Z_{C2P} = X_{C1P} \tan(\sigma) - \frac{F_{P1}}{2}$$

$$Z_{C1P} = Z_{C2P} + F_{P1}$$

$$Z_{B2P} = Z_{C2P} - F_{P2}$$

$$X_{AP} = \frac{\left(1 + \frac{l_K}{a}\right) \left(Z_{C1P} - X_{C1P} + \frac{F_{P3}}{2}\right) + X_{C1P} \tan(\varepsilon) - Z_{C1P} - \frac{F_{P5}}{2} - F_{P3}}{\tan(\sigma) - \tan(\varepsilon)}$$

$$X_{B1P} = X_{C1P} + X_{AP}$$

$$Z_{B1P} = X_{AP} \tan(\sigma) + Z_{C1P} + \frac{F_{P5}}{2} + F_{P3}$$

$$Z_{AP} = X_{AP} \tan(\sigma) + \frac{F_{P5}}{2}$$

$$X_{A0P} = X_{AP}$$

$$Z_{A0P} = Z_{AP} - F_{P5}$$

$$Z_{B0P} = F_{P4} + Z_{B1P} - Z_{B2P}$$

$$X_{B0P} = X_{B1P} - X_{B2P}$$

$$C_{PES0} = -X_{B1P} b \sin(\sigma) + X_{B2P} (b + d) \sin(\sigma) - Z_{B2P} (b + d) \cos(\sigma) + Z_{B1P} b \cos(\sigma) + F_{P4} \frac{b + d}{2} \cos(\sigma) \quad (5.7.1.1)$$

Dalla **Figura 79** si vede chiaramente che l'azione della forza peso tende a portare il meccanismo all'incirca in una posizione intermedia se non c'è azione da parte di utente e attuatore. Viene rappresentata la coppia generata dalle forze di gravità attorno a B_0 , ovvero l'inverso della C_{PES0} ricavata con la (5.7.1.1) da esercitare per vincerla.

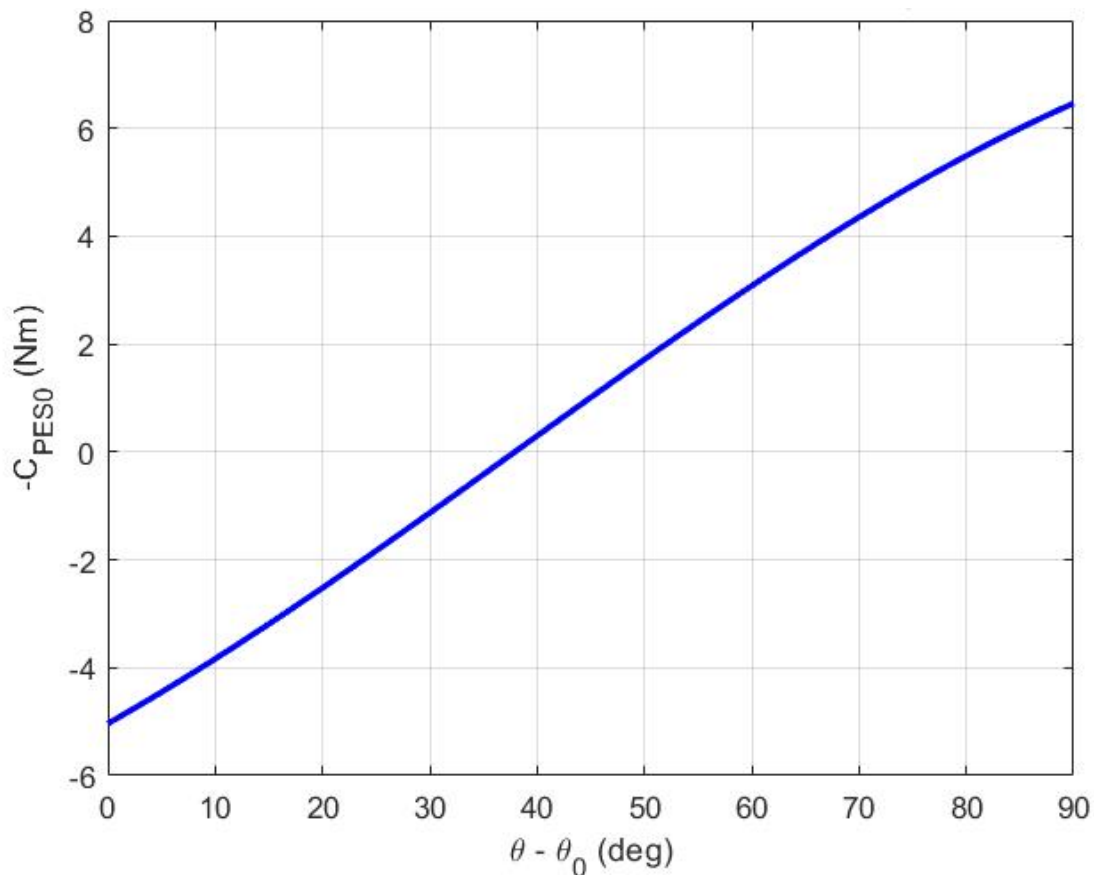


Figura 79: Andamento della coppia delle azioni gravitazionali attorno alla cerniera B_0 in funzione dell'escursione angolare del meccanismo.

5.7.2 Molla di richiamo

Come anticipato, serve avere una molla di richiamo che permetta di mantenere il meccanismo a battuta su un finecorsa in fase di montaggio (con l'attuatore non ancora montato) e a camere del cilindro scariche. Anche qui bisogna scegliere alcuni parametri in quanto si tratta di un sotto-problema che può essere risolto in una infinità di modi differenti, pur rispettando alcuni vincoli:

- Garantire il tensionamento della molla tale da sostenere l'effetto delle forze peso in condizioni di $\theta = \theta_0$;

- Inserimento della molla nel sistema in modo da evitare interferenze con gli altri elementi e ingombri eccessivi;
- Compensare l'effetto della molla, che sarà sempre più tensionata man mano che aumenta θ , con un angolo di azione che si riduce sempre più. In questo modo la coppia dovuta ad essa risulterà contenuta anche se comunque non trascurabile.

I parametri scelti sono a_M , ossia la distanza lungo X_S tra la cerniera B_0 del meccanismo e quella della molla fissa al telaio M_0 e l'angolo di azione α_M iniziale (**Figura 80**). Eseguendo un processo iterativo si è arrivati alla selezione di questi due valori in relazione al reperimento di una molla commerciale (**Figura 81**) che permettesse di esercitare una forza iniziale sufficiente e che si potesse allungare senza snervarsi per coprire il campo di moto, con una costante elastica contenuta, per evitare di avere forze troppo grandi alla fine della corsa.

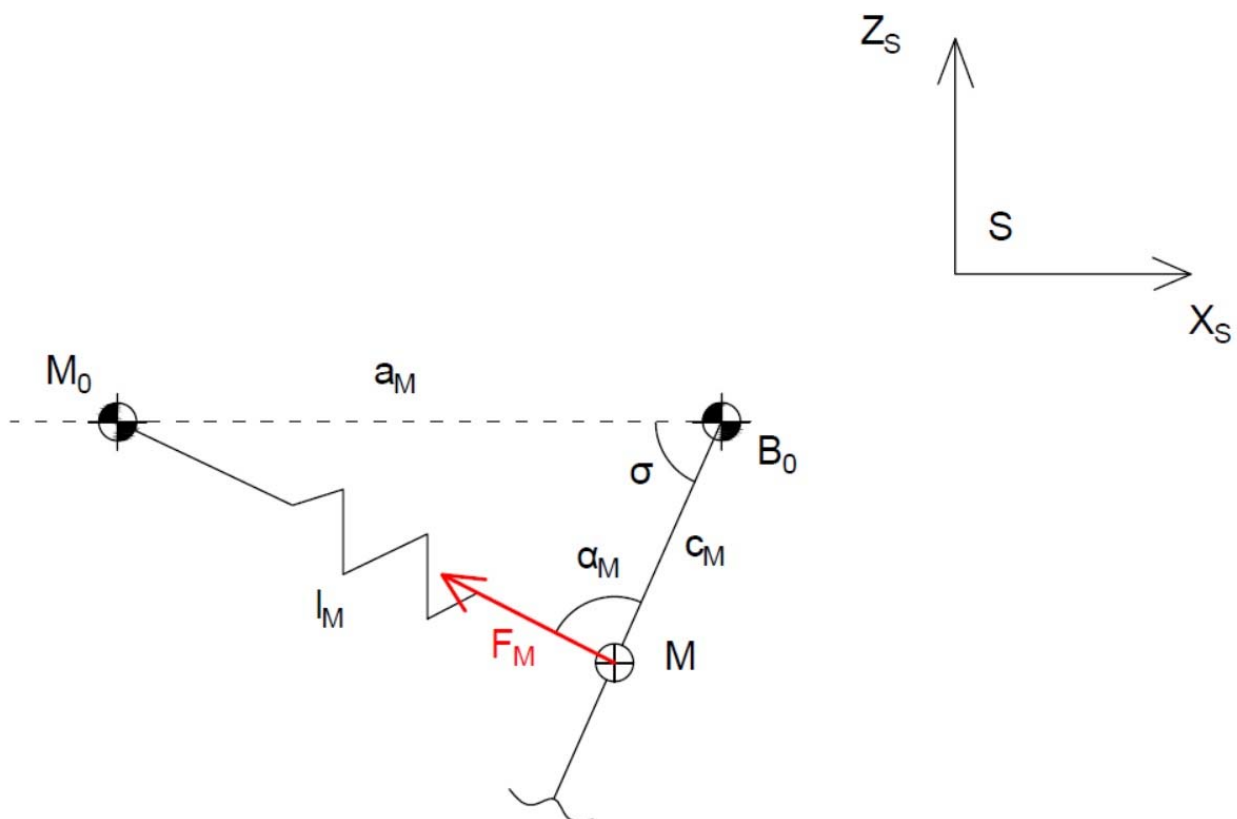


Figura 80: Schema funzionale che rappresenta la configurazione scelta per la molla collegata al meccanismo delle gambe nel punto M sul link $B_0B_1B_2$

Dove:

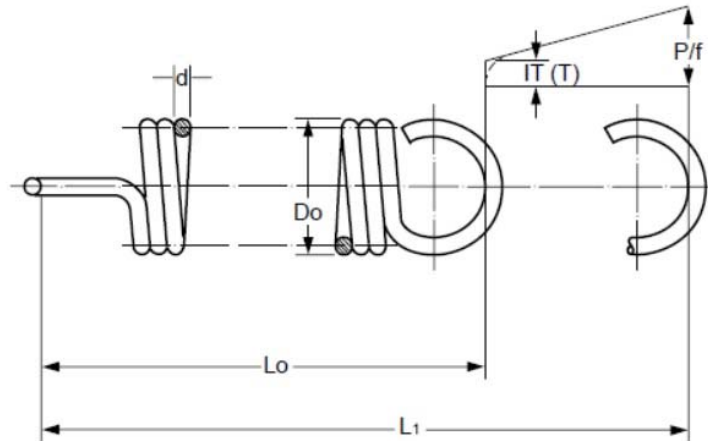
- c_M : braccio della forza della molla;
- l_M : lunghezza della molla.

Alla fine del processo si sono scelti:

- $a_M = 235 \text{ mm}$;
- $\alpha_{M0} = 90^\circ$;
- $L_0 = 139 \text{ mm}$ (lunghezza libera della molla);

- $T=23,79$ N (tensione iniziale della molla);
- $K=0.6$ N/mm (costante elastica della molla).

La scelta di avere un valore di 90° per quanto riguarda l'angolo di azione iniziale non è casuale. Infatti quando il meccanismo è in posizione chiusa si vuole avere la forza della molla ortogonale al braccio c_M per non dovere pre-tensionare eccessivamente, ma allo stesso tempo si vuole che quando la forza della molla aumenta ci sia una azione secondo un angolo più sfavorevole per non avere un momento generato troppo grande.



Do = Diametro esterno
d = Diametro filo
Lo = Lunghezza libera
L1 = Massima lung. estensione
P1 = Carico a L1 Newtons
P/f = Carico di trazione unit. N/mm.
T = Tensione iniziale

Do = Outside diameter
d = Wire diameter
Lo = Free length (reference use only inside hooks)
L1 = Maximum extended length
P1 = Load at L1 Newtons
P/f = Rate N/mm
IT = Initial Tension

FILO ARMONICO DIN 17223							
Do Diam est mm	d Diam Filo mm	Lo Lung libera mm	L1 Lung min lavoro mm	T Tens. iniz.	P1 Carico a L1 N	P/f Carico fless. unit. N/mm	Nr. Part.
18.00	2.50	63.30	93.60	34.90	237.00	6.67	T32580
		85.80	133.10			4.27	T32590
		123.00	198.70			2.67	T32600
28.00		64.30	119.90	23.79	157.00	2.39	T32610
		79.30	168.20			1.50	T32620
		102.00	241.00			0.96	T32630
		139.00	361.00			0.60	T32640
		189.00	522.00			0.40	T32650

Figura 81: Estratto da catalogo in cui sono rappresentati il tipo di molla e le caratteristiche del componente selezionato [19].

Il braccio della forza della molla e la sua lunghezza iniziale, avendo fissato $\alpha_{M0} = 90^\circ$ si ottengono dalle proiezioni di a_M :

$$c_M = a_M \cos(\sigma_0)$$

$$l_{M0} = a_M \sin(\sigma_0)$$

Si possono calcolare le coordinate dei punti M_0 ed M nel sistema di riferimento della seduta centrato in S e tramite queste l'angolo α_M e la lunghezza della molla in funzione dell'angolo σ :

$$x_{M0} = x_{B0} - a_M$$

$$z_{M0} = z_{B0}$$

$$x_M = x_{B0} - c_M \cos(\sigma)$$

$$z_M = z_{B0} - c_M \sin(\sigma)$$

$$l_M = \sqrt{(z_M - z_{M0})^2 + (x_M - x_{M0})^2}$$

$$\alpha_M = \cos^{-1} \left(\frac{a_M^2 - l_M^2 - c_M^2}{-2 l_M c_M} \right)$$

Noto l'angolo di azione si calcolano le forze della molla e la rispettiva coppia intorno a B_0 , i cui andamenti sono rappresentati in **Figura 82**:

$$F_M = T + K (l_M - L_0)$$

$$C_M = c_M F_M \sin(\alpha_M) \quad (5.7.2.1)$$

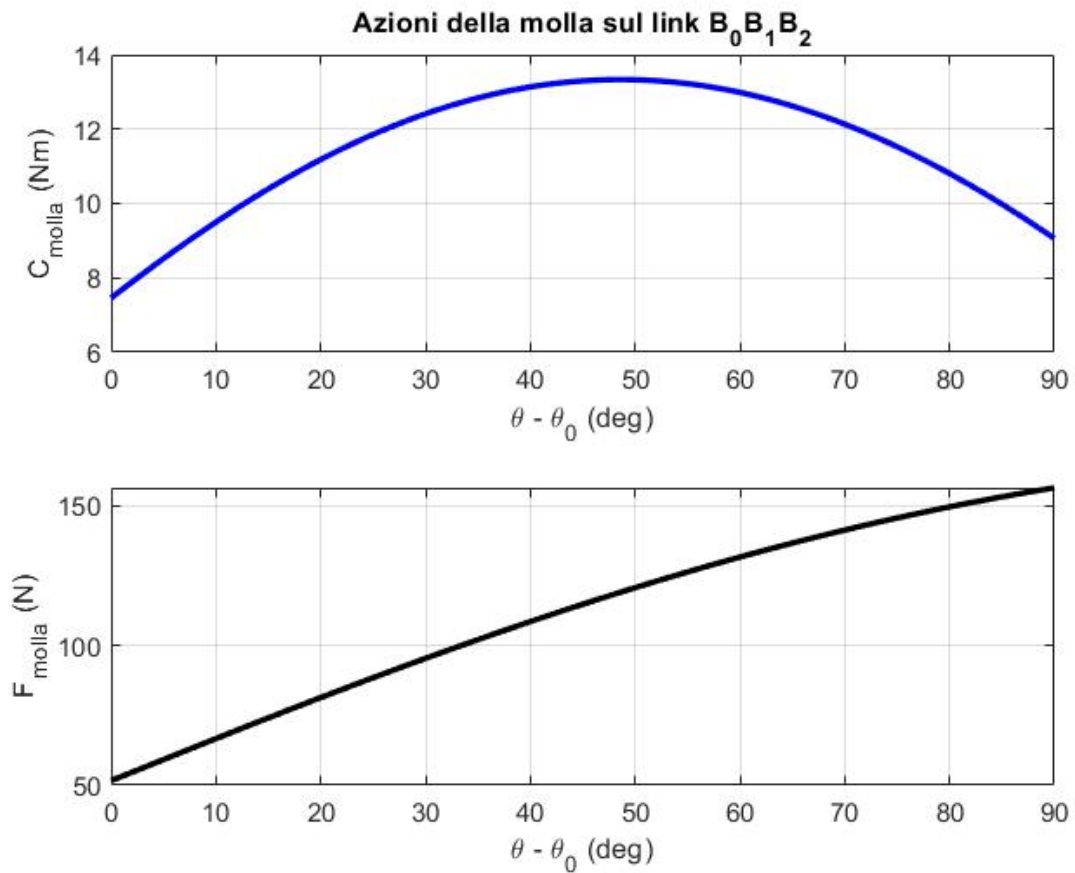


Figura 82: Andamenti della forza della molla e della rispettiva coppia intorno a B_0 in funzione dell'escursione angolare del meccanismo.

5.7.3 Forza di attrito

Nel primo modello matematico si è scelto deliberatamente di trascurare gli effetti dell'attrito nelle cerniere del meccanismo, sia perché se si opera una opportuna lubrificazione l'effetto dovrebbe essere minimo, sia per la difficoltà di modellazione del fenomeno. Una volta realizzato il prototipo si può eventualmente scegliere di tenerne conto, ma la valutazione del reale effetto può essere fatta sperimentalmente.

Cosa invece va tenuto in considerazione è la forza di attrito generata per effetto delle guarnizioni a labbro presenti nel cilindro pneumatico. Questa azione resistente di norma dipende dalla pressione dell'aria nella camera attiva, in quanto più è grande, maggiore è la tendenza ad avere perdite. Il cilindro selezionato appartiene alla serie DSNU [20] della Festo, ha alesaggio 40 mm, diametro di stelo di 16 mm e corsa 200 mm (**Figura 83**). Viene scelto con due accessori di fissaggio ovvero una forcella [21] una cerniera [22]. Dal manuale tecnico si apprende che l'azione della forza di attrito sulle guarnizioni si può ritenere circa lineare e pari al 10% della pressione relativa nella camera attiva per l'area del pistone [23].

Quindi:

$$F_{guarnizioni} = 0.1 p_{camera} A_{pistone}$$

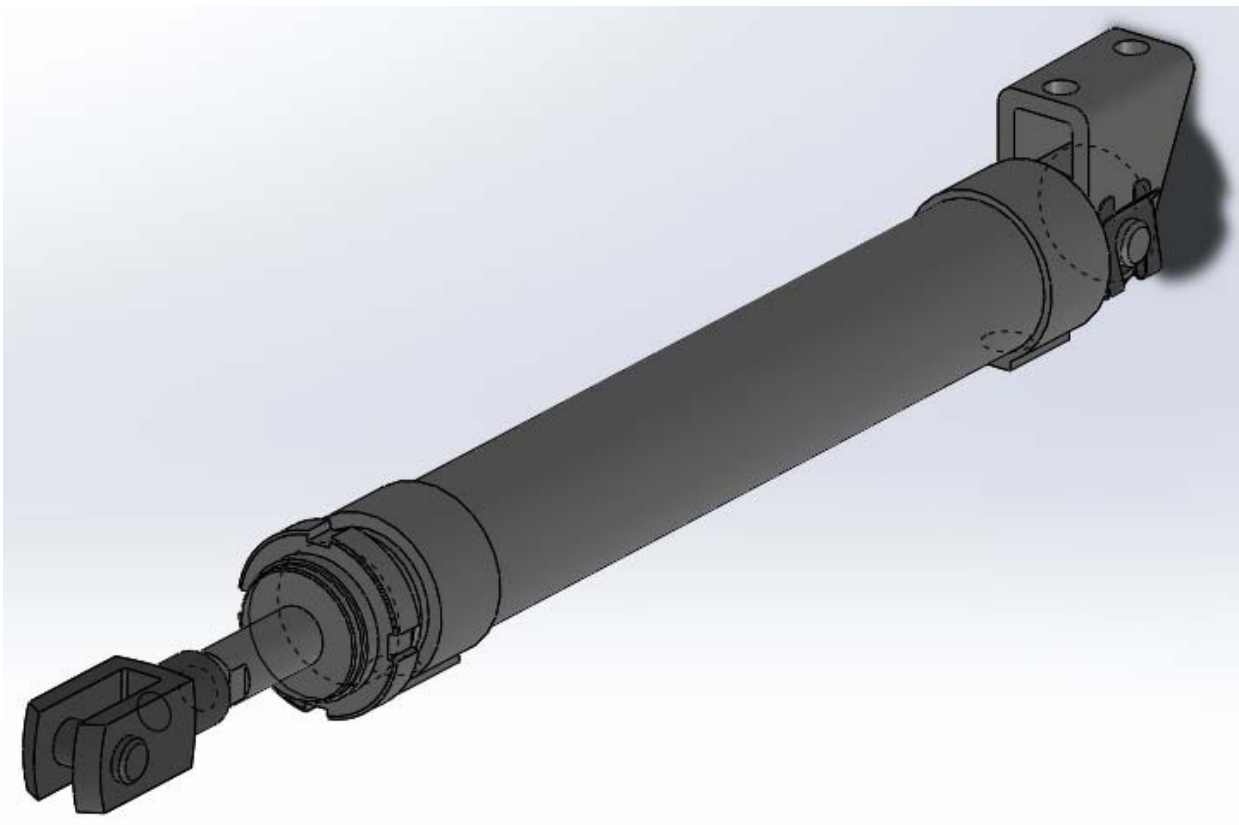


Figura 83: Immagine tratta dal CAD 3D che rappresenta l'attuatore pneumatico montato con gli accessori forcella e cerniera.

5.7.4 Set di pressioni per Leg Curl e Leg Extension

Come detto in precedenza in questa tesi si porta una proposta progettuale in cui si utilizza l'attuatore pneumatico come resistenza andando ad agire in una sola camera alla volta, a seconda del tipo di esercizio. Il primo passo consiste dunque nel determinare un nuovo set di pressioni da imporre nelle camere del cilindro alla luce dei ragionamenti fatti su attriti, peso e molla di richiamo.

Nel caso della leg extension, si dovrà controllare la pressione nella camera anteriore dei cilindri. Si parte con l'equilibrio delle forze alla rotazione intorno alla cerniera B_0 , il cui schema è rappresentato in **Figura 84**. In particolare si nota che la coppia C_{PESO} ha verso opposto rispetto a quella determinata nel capitolo 5.7.1 perché qui si intende come coppia risultante delle azioni gravitazionali sui link del meccanismo attorno a B_0 , e non la coppia da esercitare per bilanciarle. La finalità del controllo è garantire una forza costante da opporre al paziente, e quindi una coppia $C_p = F_p l_R$ costante. Vale a dire:

$$-C_{PESO} - F_p l_R + C_M + (F_{att} + F_{guarnizioni}) (b_{TZ} \cos(\gamma) - b_{TX} \sin(\gamma)) = 0$$

Sviluppando le espressioni delle forze dell'azione pneumatica e indicando con $H = (b_{TZ} \cos(\gamma) - b_{TX} \sin(\gamma))$ si ottiene:

$$-C_{PESO} - F_p l_R + C_M + p_{SET} \frac{\pi}{4} (D_{pistone}^2 - D_{stelo}^2) H + 0.1 p_{SET} \frac{\pi}{4} D_{pistone}^2 H = 0$$

Da cui si ricava l'espressione della pressione di set da controllare nella camera:

$$p_{SET} = \frac{F_p l_R + C_{PESO} - C_M}{\frac{\pi}{4} H (1.1 D_{pistone}^2 - D_{stelo}^2)} \quad (5.7.4.1)$$

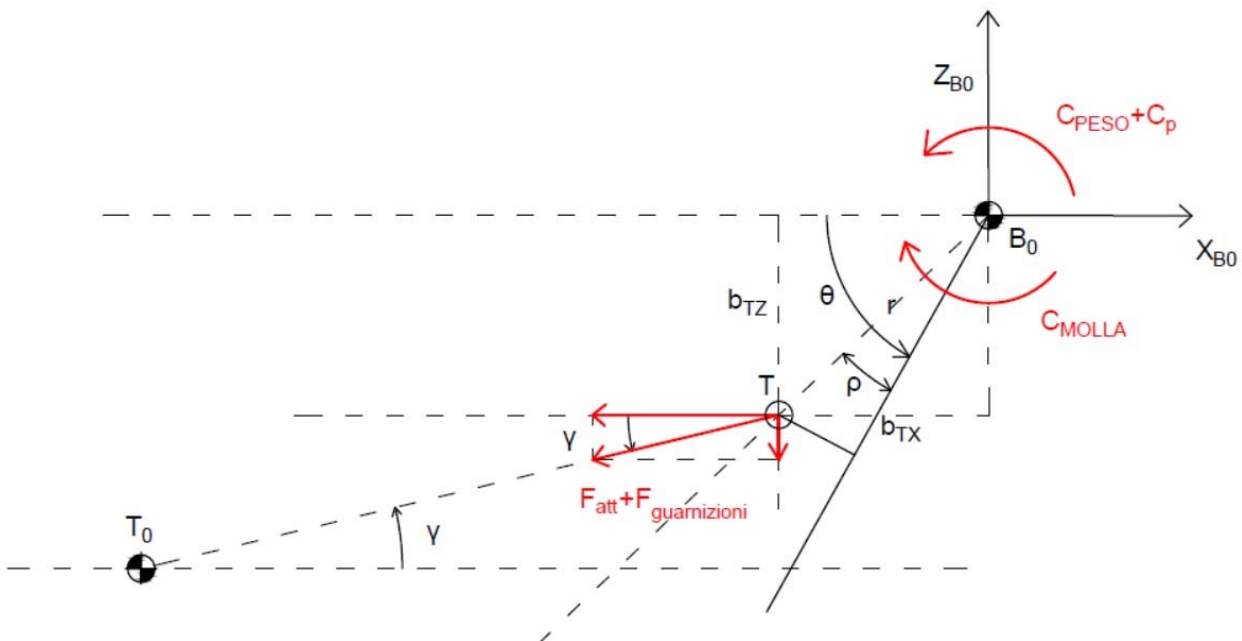


Figura 84: Schema per la valutazione dell'equazione di equilibrio delle forze rispetto alla cerniera B_0 per la leg extension.

Nel caso della leg curl si agisce sulla camera posteriore dei cilindri pneumatici. I passaggi per ricavare il set di pressione da controllare sono i medesimi. Si parte con l'equilibrio alla rotazione attorno a B_0 :

$$-C_{PESO} + F_p l_R + C_M - (F_{att} + F_{guarnizioni}) H = 0$$

Sviluppando le espressioni delle forze dell'azione pneumatica si ottiene:

$$-C_{PESO} + F_p l_R + C_M - p_{SET} \frac{\pi}{4} D_{pistone}^2 H - 0.1 p_{SET} \frac{\pi}{4} D_{pistone}^2 H = 0$$

Da cui si ricava l'espressione della pressione di set da controllare nella camera:

$$p_{SET} = \frac{F_p l_R - C_{PESO} + C_M}{1.1 \frac{\pi}{4} D_{pistone}^2 H} \quad (5.7.4.2)$$

Occorre precisare che il valore di l_R che si usa nel progetto del sistema di attuazione è il valore massimo pari a 400 mm. Siccome è prevista una regolazione del rullo in altezza con una escursione di 100 mm, semplicemente accorciando il braccio si dovrà spingere un po' di più per vincere la resistenza trasferita tramite il meccanismo.

In **Figura 85** si riporta l'andamento del set di pressione calcolato con la 5.7.4.1 in funzione dell'angolo dell'esercizio.

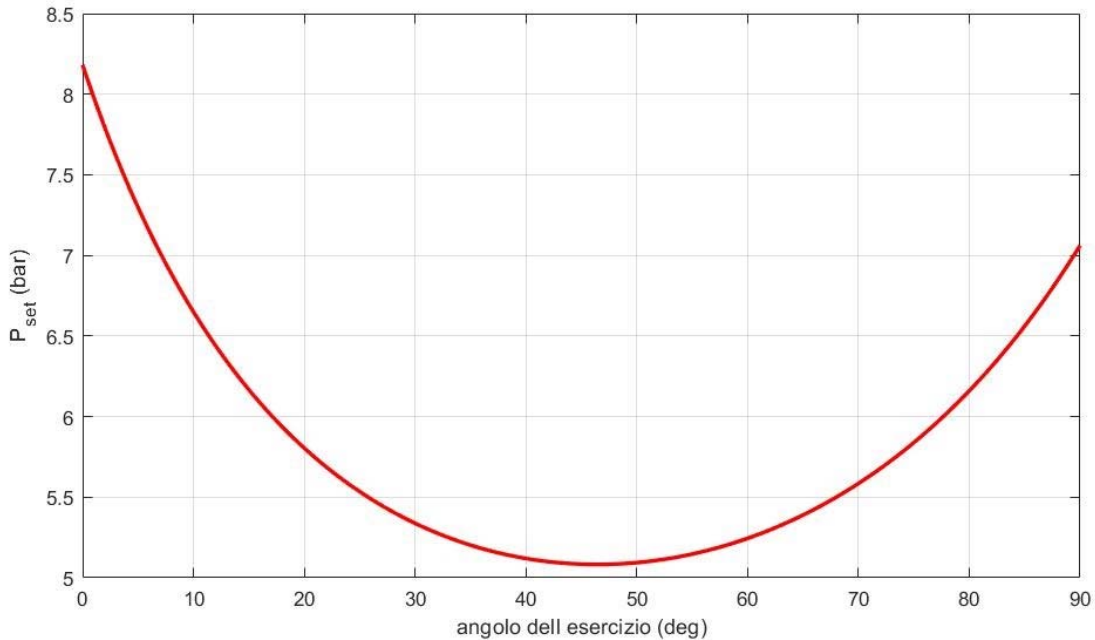


Figura 85: Set di pressione relativa da controllare nella camera anteriore (leg extension) in funzione dell'angolo dell'esercizio. $F_p=25$ Kgf.

Il set di pressioni per il leg curl si legge facendo presente che l'angolo dell'esercizio parte da 90 gradi a scendere (**Figura 86**). Per chiarezza si riporta l'andamento temporale del set calcolato con una velocità angolare costante della gamba (**Figura 87**).

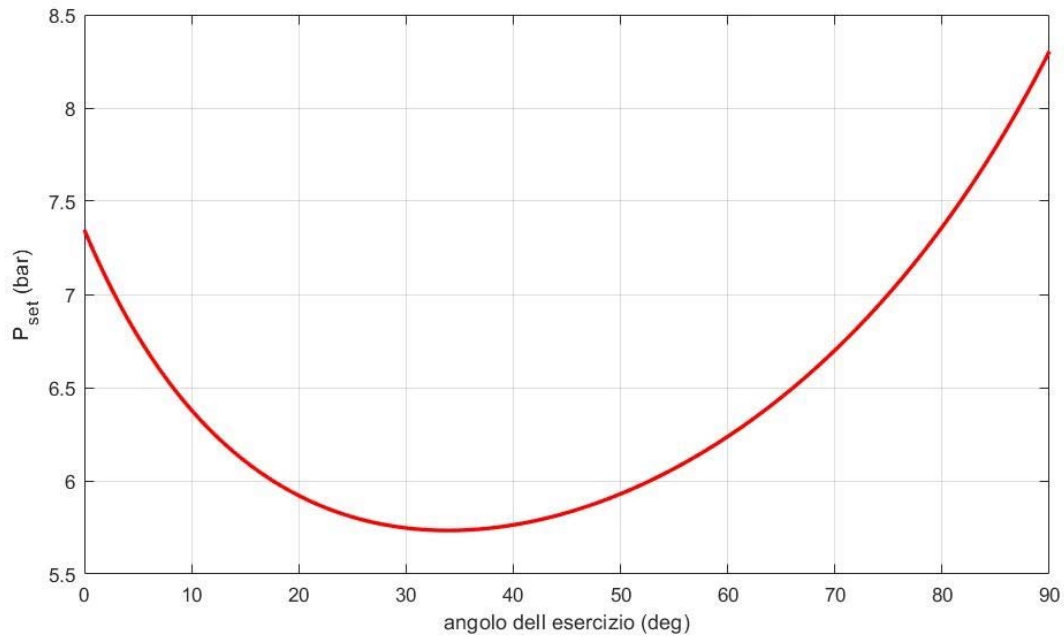


Figura 86: Set di pressione relativa da controllare nella camera posteriore (leg curl) in funzione dell'angolo dell'esercizio. $F_p=250$ N.

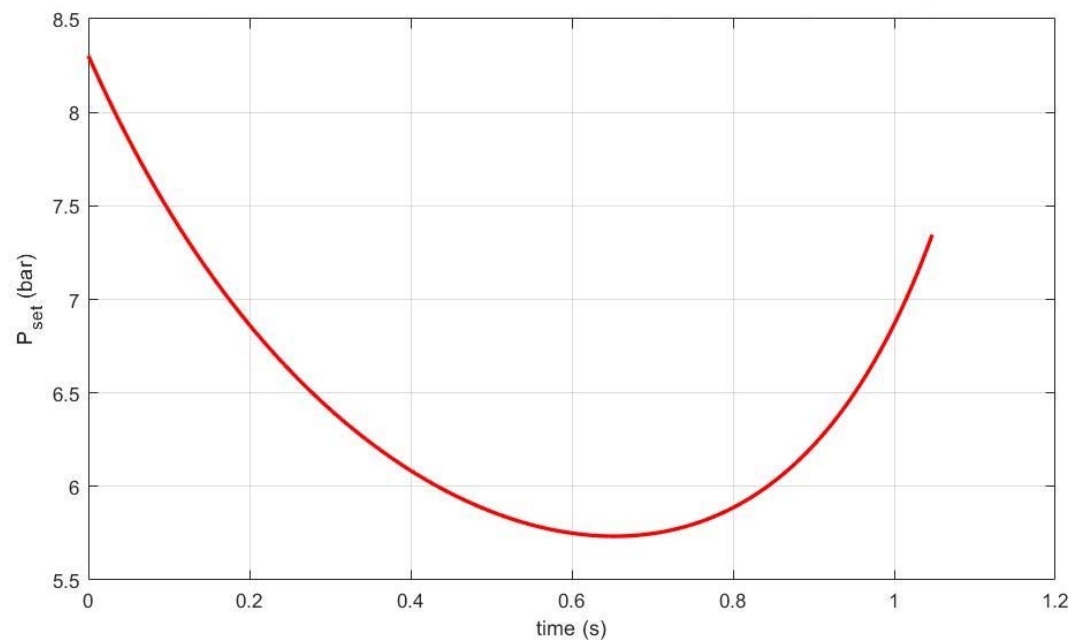


Figura 87: Set di pressione relativa da controllare nella camera posteriore (leg curl) in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio a velocità angolare costante. $F_p=250$ N, $\omega_p=1.5$ rad/s.

5.7.5 Modello analitico

Per controllare la pressione all'interno di una camera del cilindro pneumatico si possono avere due differenti configurazioni, come si può vedere in **Figura 88** a seconda se si deve agire sulla camera anteriore o posteriore. Una delle due è sempre messa a scarico, ovvero in comunicazione con l'ambiente esterno, mentre l'altra viene collegata con una serbatoio

frapponendo tra le due capacità pneumatiche un regolatore di flusso. Agendo su quest'ultimo si può operare un controllo della pressione all'interno della camera attiva evitando, di fatto, uno spreco di aria. Affinché questo funzioni, bisogna impostare una pressione iniziale del serbatoio, e quindi della camera controllata, leggermente inferiore alla minima pressione di set, perché non si vuole che durante l'escursione angolare si arrivi ad una situazione in cui la pressione nel serbatoio superi quella nella camera rendendo di fatto inutile la presenza del regolatore di flusso. Per questo motivo, come si vedrà dai risultati presentati più avanti, ci si trova ad avere un primissimo tratto in cui il regolatore di flusso è chiuso e la pressione sale per effetto della riduzione del volume nella camera. Una volta raggiunto il set la valvola inizia a regolare e a seguire l'andamento imposto.

Come si può intuire ci sono anche in questo caso delle scelte progettuali da compiere e dei parametri da determinare. Di seguito vengono riportati i ragionamenti seguendo una sequenza logica dettata da esigenze narrative, ma dietro ogni scelta c'è sempre un processo iterativo.

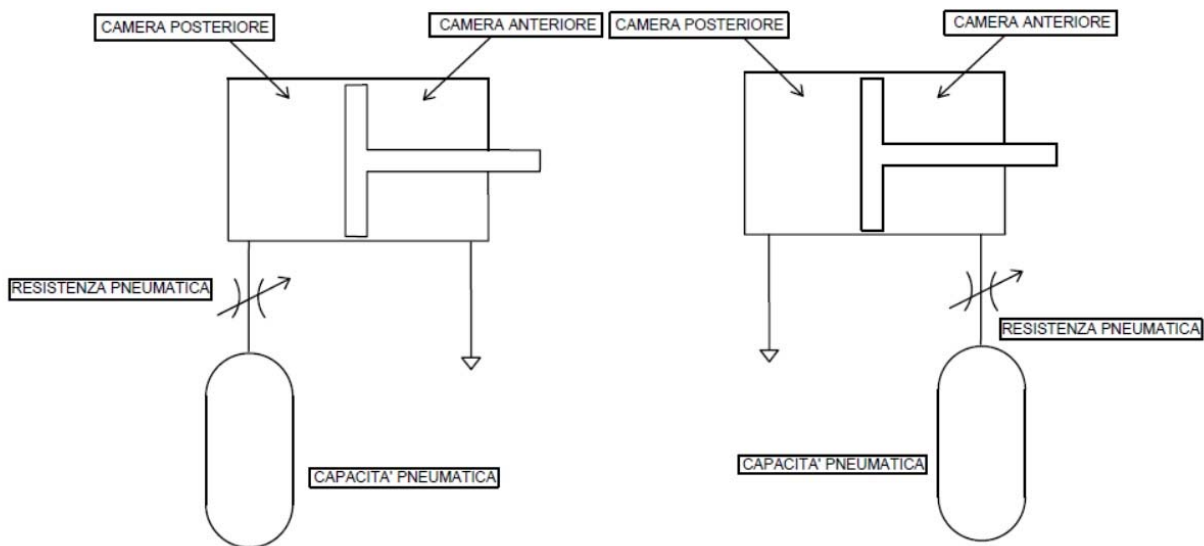


Figura 88: Schema funzionale che rappresenta i componenti che vengono modellizzati nello studio del controllo di pressione nelle camere del cilindro pneumatico.

I due modelli analitici saranno molto simili, fatta differenza per il volume iniziale nella camera da controllare che cambierà per la presenza dello stelo e per il set di pressione da seguire lungo l'escursione angolare del meccanismo.

Si può partire scrivendo l'equazione di conservazione della massa per la camera del cilindro di interesse:

$$-G = \frac{dM_C}{dt} = \frac{d(\rho_C V_C)}{dt} = \frac{d\rho_C}{dt} V_C + \rho_C \frac{dV_C}{dt}$$

Dove:

- G: portata in massa tra camera e serbatoio;

- M_C : massa di aria nella camera;
- ρ_C : densità dell'aria nella camera;
- t : tempo;
- V_C : volume della camera.

Si possono poi utilizzare l'equazione della politropica e l'equazione dei gas perfetti:

$$\frac{P_C}{\rho_C^u} = \frac{P_{C0}}{\rho_{C0}^u}$$

$$\frac{P_C}{\rho_C} = R T_C$$

Dove:

- ρ_{C0} : valore iniziale di densità dell'aria nella camera;
- P_C e P_{C0} : pressione assoluta e pressione assoluta iniziale nella camera;
- R : costante dei gas;
- T_C : temperatura assoluta dell'aria nella camera;
- u : esponente della politropica.

Si fa qualche passaggio matematico per determinare l'equazione differenziale che caratterizza la camera:

$$\rho_C = \rho_{C0} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}} \quad (5.7.5.1)$$

$$\frac{d\rho_C}{dt} = \rho_{C0} \frac{1}{u} \frac{1}{P_{C0}} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}-1} \frac{dP_C}{dt} = \frac{1}{uRT_{C0}} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}-1} \frac{dP_C}{dt}$$

$$\frac{dV_C}{dt} = -A V_{att}$$

$$G = -\frac{V_C}{uRT_{C0}} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}-1} \frac{dP_C}{dt} - \rho_{C0} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}} \frac{dV_C}{dt}$$

$$\frac{dP_C}{dt} = \frac{G + \rho_{C0} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}} \frac{dV_C}{dt}}{-\frac{V_C}{uRT_{C0}} \left(\frac{P_C}{P_{C0}} \right)^{\frac{1}{u}-1}} \quad (5.7.5.2)$$

Dove:

- T_{C0} : temperatura assoluta iniziale dell'aria nella camera;
- A : area su cui agisce la pressione nella camera ($A_{pistone}$ o $A_{pistone} - \frac{\pi}{4} D_{stelo}^2$).

Il modello del serbatoio è più semplice perché questa volta il volume è costante, ma si utilizzano sempre le stesse equazioni per ricavare l'equazione differenziale che lo descrive, ovvero conservazione della massa, evoluzione politropica e legge dei gas perfetti:

$$G = \frac{d\rho_S}{dt} V_S = \frac{1}{uRT_{S0}} \left(\frac{P_S}{P_{S0}} \right)^{\frac{1}{u}-1} \frac{dP_S}{dt} V_S$$

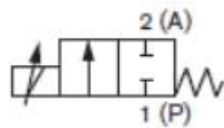
$$\frac{dP_S}{dt} = \frac{G u R T_{S0}}{V_S} \left(\frac{P_S}{P_{S0}} \right)^{1-\frac{1}{u}} \quad (5.7.5.3)$$

Dove:

- ρ_S : densità dell'aria nel serbatoio;
- T_{S0} : temperatura assoluta iniziale dell'aria nel serbatoio;
- V_S : volume del serbatoio;
- P_S e P_{S0} : pressione assoluta e pressione assoluta iniziale nel serbatoio.

La valvola selezionata per svolgere la funzione di resistenza variabile è una 2/2 proporzionale normalmente chiusa che presenta sia la possibilità di essere controllata in PWM sia in corrente continua (**Figura 89**). Ovviamente si sceglie la seconda per evitare di avere rumori sgradevoli durante l'allenamento. La caratteristica di valvola, attraverso la quale se ne realizza il modello viene ricavata da catalogo (**Figura 90**). Nel modello di Simulink verranno implementate le relazioni per ricavare il flusso e la caratteristica di valvola in funzione della tensione di alimentazione.

Circuit function A

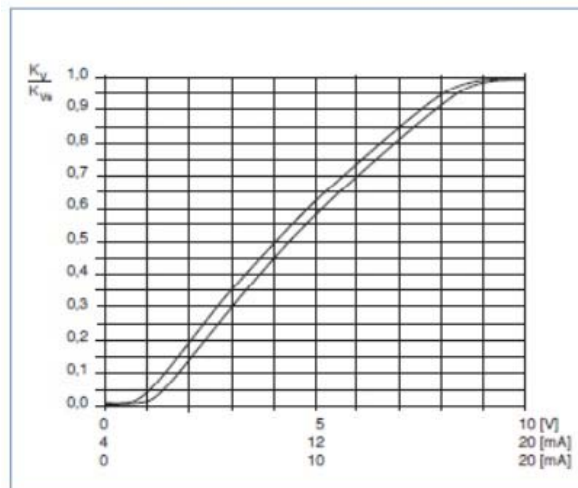


direct acting 2-way
solenoid control valve,
normally closed

Valve control takes place through a PWM signal¹⁾.
The duty cycle of the PWM signal determines
the coil current and hence the position of the
plunger. Optionally the valve can also be driven
with DC voltage.

Figura 89: Schema di circuito della valvola Burkert 2/2 proporzionale estratto da catalogo [24]

Characteristics of a solenoid control valve



Advice for valve sizing

In continuous flow applications, the choice of an appropriate valve size is much more important than with on/off valves. The optimum size should be selected such that the resulting flow in the system is not unnecessarily reduced by the valve. However, a sufficient part of the pressure drop should be taken across the valve even when it is fully opened.

Recommended value: $\Delta p_{\text{valve}} > 25\%$ of total pressure drop within the system

Otherwise, the ideal, linear valve curve characteristic is changed.

If the differential pressure (difference between inlet and outlet pressure) exceeds half the value of the nominal pressure, the characteristics may change.

For that reason take advantage of Bürkert competent engineering services during the planning phase!

Determination of the k_v value

Pressure drop	k_v value for liquids [m ³ /h]	k_v value for gases [m ³ /h]
Subcritical $p_2 > \frac{p_1}{2}$	$= Q \sqrt{\frac{\rho}{1000 \Delta p}}$	$= \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{T_1 \rho_N}{p_2 \Delta p}}$
Supercritical $p_2 < \frac{p_1}{2}$	$= Q \sqrt{\frac{\rho}{1000 \Delta p}}$	$= \frac{Q_N}{257 p_1} \sqrt{T_1 \rho_N}$

k_v	Flow coefficient	[m ³ /h] ⁶⁾
Q_N	Standard flow rate	[m ³ /h] ⁷⁾
p_1	Inlet pressure	[bar] ⁸⁾
p_2	Outlet pressure	[bar] ⁸⁾
Δp	Differential pressure $p_1 - p_2$	[bar]
ρ	Density	[kg/m ³]
ρ_N	Standard density	[kg/m ³]
T_1	Medium temperature	[(273+t)K]

⁶⁾ measured for water 20°C, Δp 1 bar over the value

⁷⁾ At reference conditions 1.013 bar and 0°C (273K)

⁸⁾ Absolute pressure

Figura 90: Caratteristiche pneumatiche e di interfaccia della valvola Burkert 2/2 proporzionale estratte da catalogo [25].

Si notano dei piccoli errori di isteresi e di linearità nella caratteristica della valvola, ma viste le semplificazioni fatte risultano trascurabili ai fini del risultato. Quel che interessa nella fase preliminare di progetto è determinare con una certa approssimazione la fattibilità del sistema e il relativo funzionamento. Per questa applicazione si seleziona la valvola con differenziale di pressione ammissibile di 5 bar, pressione massima di monte ammissibile di 10 bar e diametro dell'orifizio di 1 mm che porta ad avere il parametro che definisce la taglia $k_{VS} = 0.027 \text{ m}^3/\text{h}$. Dalle relazioni presenti sul catalogo si ricava il k_v dalla caratteristica di valvola, si trova la portata volumica in condizioni normali (1.013 bar e 0 °C) e moltiplicandola per la densità in condizioni normali si ottiene la portata in massa che attraversa il regolatore di flusso.

Conviene precisare alcuni dettagli inerenti alla nomenclatura presente sul catalogo:

- p_1 : è la pressione assoluta a monte della valvola, quindi quella della camera che regola;
- p_2 : è la pressione assoluta a valle della valvola, quindi quella del serbatoio;
- T_1 : è la temperatura media assoluta tra l'aria nella camera e quella nel serbatoio;
- Q_N, ρ_N : sono la portata volumica e la densità in condizioni di ambiente standard (1.013 bar e 0 °C).

5.7.6 Il modello Simulink

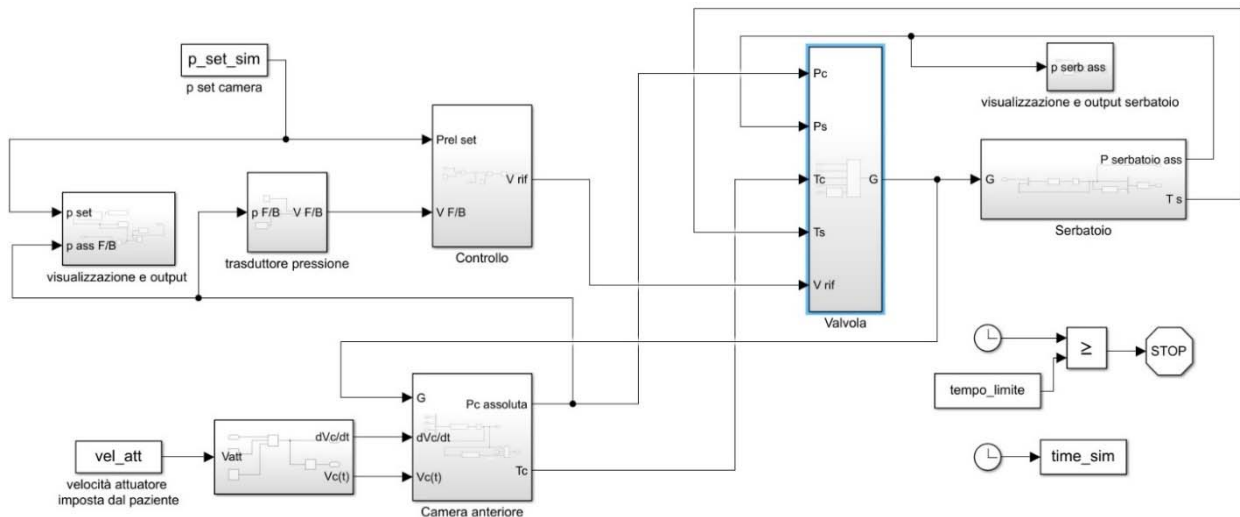


Figura 91: Modello Simulink completo per lo studio del controllo della pressione nella camera anteriore del cilindro (leg extension).

In questo capitolo viene presentato il modello Simulink utilizzato per la risoluzione delle equazioni differenziali ricavate in precedenza. In **Figura 91** si può vedere quello relativo alla leg extension. Gli input risultano essere la pressione di set che si vuole controllare e la velocità dell'attuatore che deriva dal movimento della gamba che è il disturbo, ovvero la grandezza su cui non si può agire.

Un primo blocco serve per calcolare il volume della camera in funzione della velocità dell'attuatore attraverso un integratore che ha come valore iniziale V_{C0} .

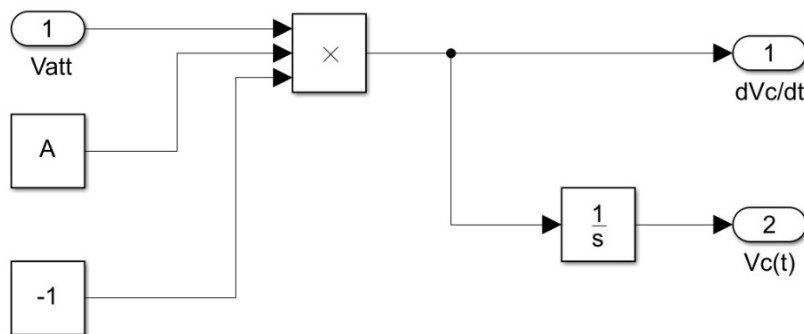


Figura 92: Blocco per il calcolo del volume della camera e della sua derivata temporale.

Il blocco della camera (**Figura 93**) ha in ingresso la portata G calcolata a valle dal blocco del regolatore di flusso, il volume della camera e la sua derivata temporale. In uscita ci sono la pressione assoluta della camera, calcolata con la (5.7.5.2) e mediante un'integrazione con valore iniziale della pressione P_{C0} , e la temperatura assoluta dell'aria della camera. Attraverso la politropica, invece, si determina la densità dell'aria nella camera e poi con l'equazione dei gas perfetti si ottiene la temperatura assoluta.

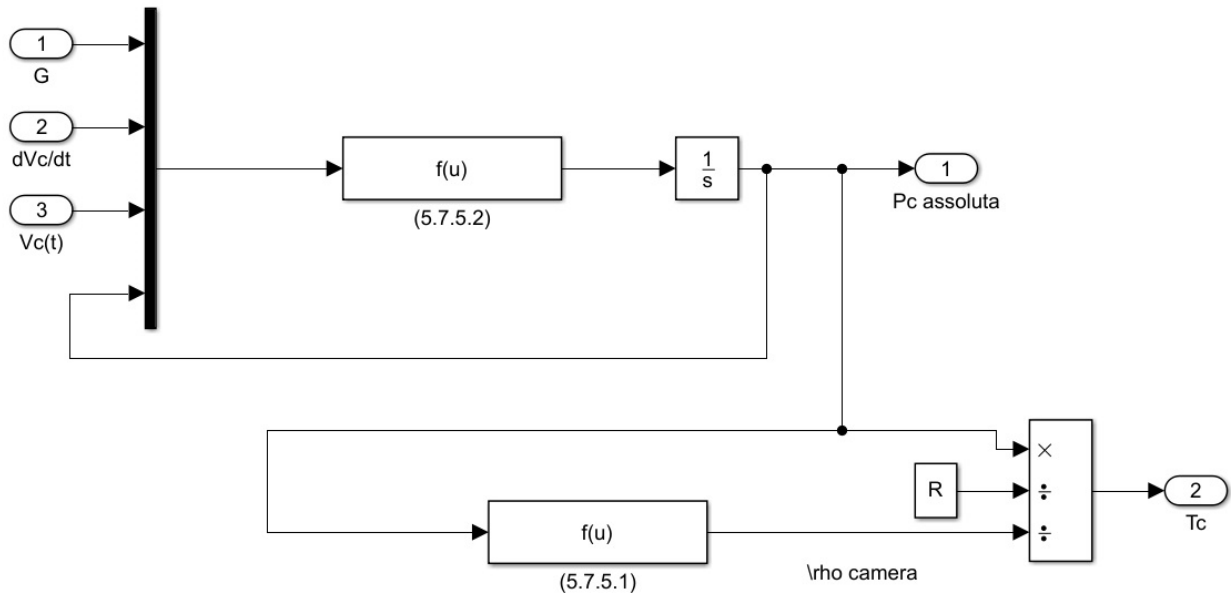


Figura 93: Blocco della camera del cilindro per il calcolo della pressione e della temperatura assolute nella camera.

Il modello del serbatoio (**Figura 94**) è simile ma ha come unico input funzionale la portata che entra, perché il suo volume è costante. I passaggi sono dunque analoghi a quelli della camera ma con le dovute differenze, l'integratore ha come valore iniziale la $P_{S0} = P_{C0}$, e come output si ottengono la pressione e la temperatura assoluta dell'aria nel serbatoio.

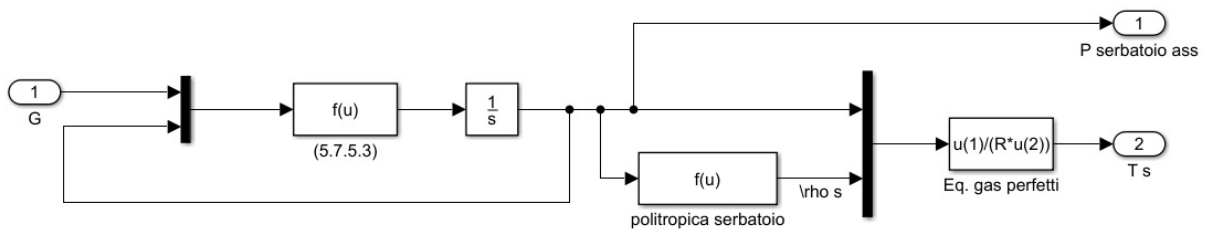


Figura 94: Blocco del serbatoio per il calcolo di pressione e temperatura assolute al suo interno.

Il trasduttore di pressione esegue una misura della pressione relativa nella camera e la converte in un segnale di tensione da confrontare con il set (**Figura 95**). Il componente scelto (SML-10-010 [26]) fornisce la misura tra 0 e 10 bar relativi trasformandola in una misura di tensione tra 0 e 10 V. Quindi si ha che:

$$V_{F/B} = K_P p_C$$

Dove:

- p_C : pressione relativa dell'aria nella camera;
- K_P : guadagno statico del trasduttore pari a 1 V/bar;
- $V_{F/B}$: tensione di feedback da confrontare con il set.

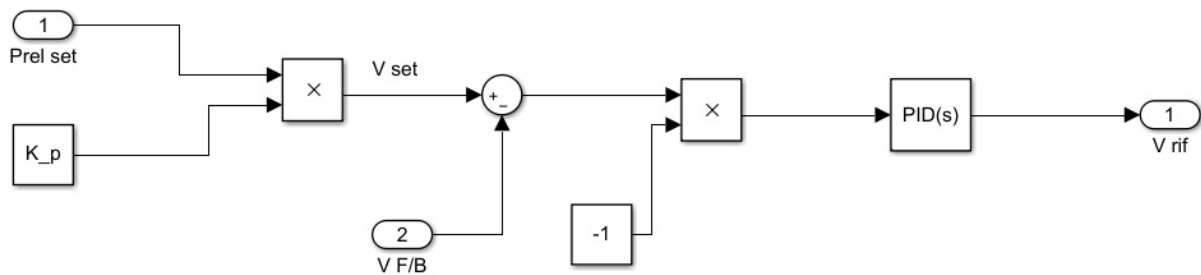


Figura 95: Blocco del controllo che confronta set e feedback e genera il segnale di riferimento per la valvola.

La pressione di set va moltiplicata per lo stesso guadagno del trasduttore, in modo che il confronto tra set e feedback sia coerente. La differenza tra le due tensioni va cambiata di segno perché la valvola è normalmente chiusa, quindi si vuole agire su di essa solo quando il feedback supera il set. Il controllore viene scelto semplicemente dalla libreria di Simulink e si impiega con una componente proporzionale e una leggera componente derivativa ricavate con semplici iterazioni.

Il blocco valvola (**Figura 97**) è quello un po' più articolato. Riceve in ingresso temperature e pressioni assolute di monte e di valle e la tensione di riferimento dal controllo. Al contrario del trasduttore di pressione, che si ipotizza di ordine zero, la valvola viene modellata come una resistenza pneumatica con un primo ordine sull'interfaccia (**Figura 96**).

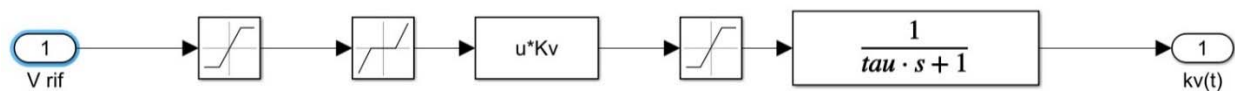


Figura 96: Blocco dell'interfaccia della valvola in cui si impongono le saturazioni del segnale proveniente dal controllo e la dinamica del primo ordine.

La tensione di riferimento deve essere dapprima saturata per essere compresa tra 0 e 10 V. Dopodiché si impone una banda morta iniziale tra 0 e 1V come si vede nella **Figura 90** estratta dal catalogo e si moltiplica per la pendenza della curva $\frac{k_V}{k_{VS}}$ (V) considerata lineare e si satura al valore massimo k_{Vmax} . Si impone una dinamica del primo ordine sulla interfaccia.

Dove:

- $k_{Vmax} = k_{VS}$;
- $K_V = \frac{(1-0)}{(9-1)}$;
- $\tau_V = \frac{5}{1000}$ s.

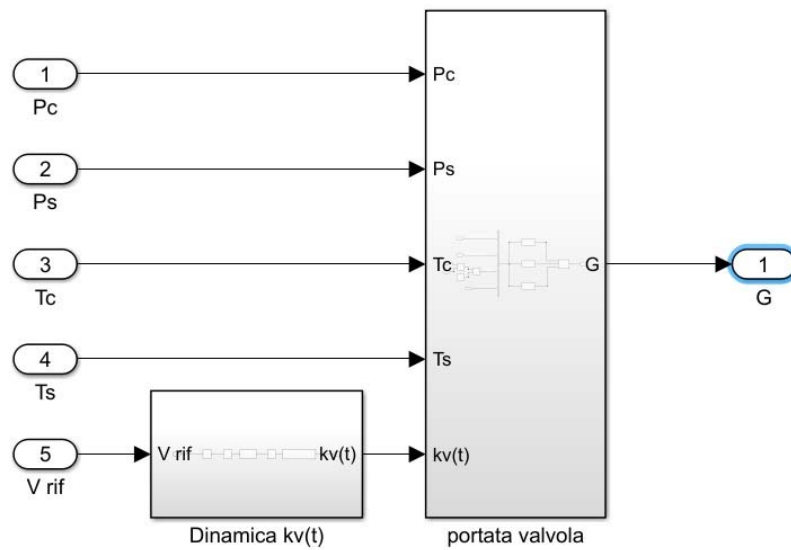


Figura 97: Blocco che modella la valvola 2/2 Burkert.

Il sotto-blocco della portata attraverso la valvola (**Figura 98**) riceve in ingresso gli stessi input del blocco valvola fatta eccezione del $k_v(t)$ in cui è compresa la dinamica del primo ordine. Bisogna calcolare, in riferimento al modello analitico, la temperatura media assoluta tra l'ambiente di monte e quello di valle, ovvero tra camera e serbatoio. C'è un blocco "switch" per implementare il calcolo della portata secondo una delle due relazioni presenti a catalogo a seconda se il regime è subsonico o sonico.

Le connessioni tra gli elementi permettono di risolvere il sistema di equazioni differenziali in modo semplice ed intuitivo. Vi sono poi dei blocchi di visualizzazione e output creati per monitorare l'andamento delle grandezze di interesse e per esportare sul Workspace di Matlab i risultati. Viene utilizzato il blocco "clock" per esportare il tempo di simulazione e per arrestare il tutto quando l'attuatore ha terminato la sua corsa.

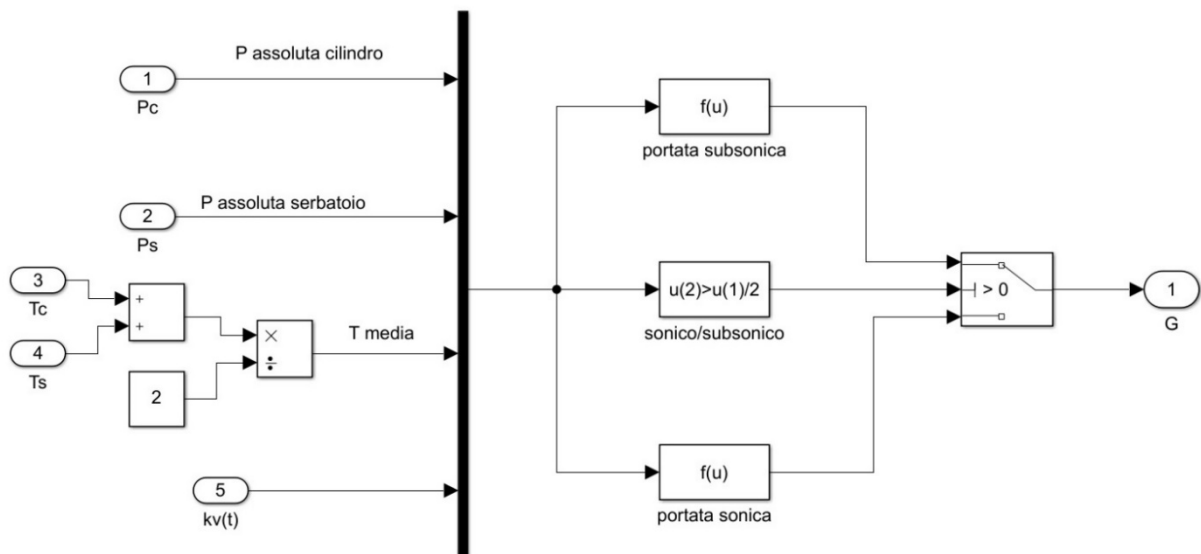


Figura 98: Blocco per il calcolo della portata attraverso la valvola nelle condizioni di flusso sonico o subsonico.

5.7.7 Scelta del compressore e del serbatoio

Il serbatoio è uno dei componenti più importanti e necessita di alcune riflessioni preliminari per arrivare all'individuazione di un volume di progetto. Durante l'esercizio ci sarà un passaggio di una portata di aria tra le camere e il serbatoio con conseguente aumento di pressione di quest'ultimo ambiente. Se si vuole garantire il funzionamento corretto del controllo è bene che la pressione al suo interno non superi mai la pressione di set della camera durante l'escursione angolare, perché altrimenti non si potrebbe più seguire questo andamento imposto regolando lo strozzatore. Quindi si può da un lato scegliere una pressione iniziale di parecchio inferiore alla pressione minima del set e dall'altro aumentare il volume del serbatoio.

In primo momento si è cercato di impiegare un serbatoio di piccole dimensioni per inserirlo sotto il piano della seduta, ma le ridotte dimensioni di quest'ultimo facevano sì che la pressione al suo interno salisse troppo rapidamente rendendo difficile la realizzazione del controllo. Dal momento che si devono prevedere anche altri componenti, come ad esempio il compressore che riempie il serbatoio stesso, si è deciso di mantenere il serbatoio separato dalla sedia, in un box a parte. Alla fine, superato il limite dimensionale del serbatoio, si sono scelti:

- $V_S = 24L$;
- $p_{S0} = p_{set,min} - 0.15 \text{ bar}$. (pressioni relative di set e iniziale di serbatoio)

In questo modo si riescono ad evitare problemi in ogni condizione di esercizio, compatibilmente ad un volume non troppo grande e tipicamente presente nei serbatoi commerciali.

La situazione più critica per questo aspetto si ha quando si esegue l'esercizio di leg curl con un carico impostato di 25 Kgf per gamba (**Figura 99**), quindi quando nel serbatoio entrano le portate di entrambe le camere posteriori dei due cilindri.

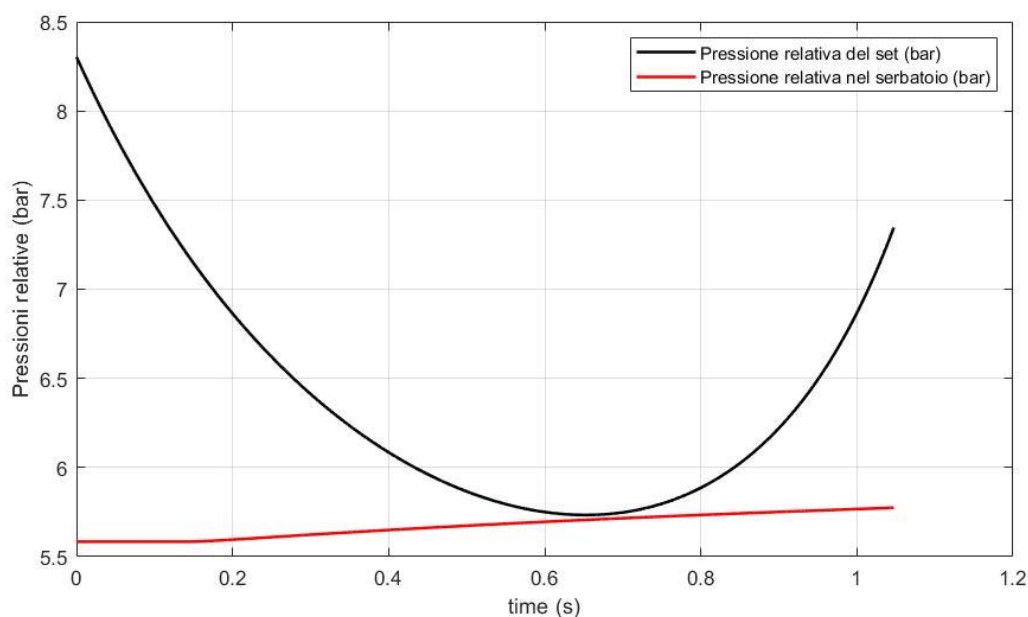
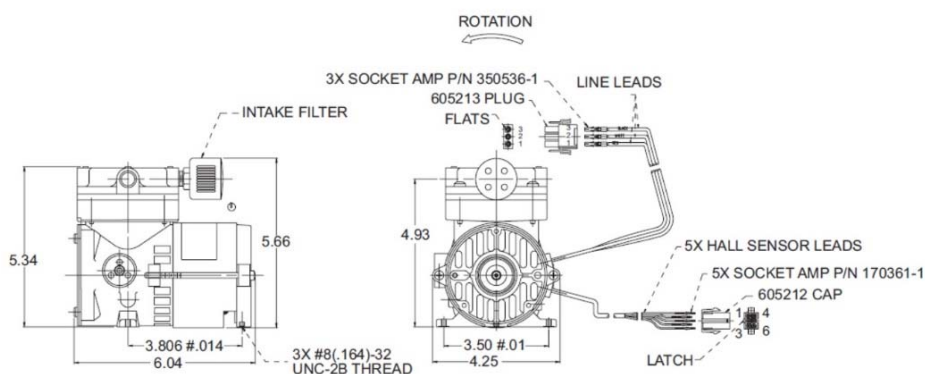


Figura 99: Andamento della pressione del serbatoio confrontato con quello del set durante l'esercizio di leg curl sincrono in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio. $F_p = 500 \text{ N}$. $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$. La minima differenza che si riscontra tra i due è di 0.03 bar.

Scelta la capacità pneumatica e il valore di pressione da raggiungere per svolgere l'esercizio, si deve selezionare un compressore da impiegare nella fase di riempimento. Questo componente deve essere il più possibile silenzioso, visto che opererà nello stesso ambiente dell'utente, e relativamente rapido nel portare il serbatoio ai livelli di pressione necessari. Ci sarà necessità di intervento di questo sistema ogni qualvolta si decida di cambiare il carico dell'esercizio da eseguire o in caso di perdita di pressione dovuta a fughe durante un utilizzo prolungato della macchina.

Si è scelto il compressore Thomas 415Z nella versione alimentata a 24V (**Figura 100**), che tra le specifiche a catalogo presenta una buona silenziosità, un piccolo ingombro, e permette di riempire il serbatoio dal livello di pressione ambiente al massimo valore richiesto dalle varie condizioni di utilizzo in meno di tre minuti. Risulta quindi molto pronto in caso di passaggi intermedi da un tipo di esercizio ad un altro.

415ZC36/24



MODEL NUMBER		415ZC36/24		107ZC18/24	
HEAD CONFIGURATION		Pressure/Vacuum		Pressure/Vacuum	
STROKE		.360 Inches		.180 Inches	
PRESSURE		Flow @ 24v BLDC		Flow @ 24v BLDC	
cfm @ psi		l/min @ bar			
psi	bar	cfm	l/min	cfm	l/min
0	0	.64	18.1	.96	27.2
5	.5	.59	16.2	.77	20.0
10	1.0	.55	15.1	.63	14.8
15	1.5	.53	14.1	.51	10.3
20	2.0	.51	13.0	.40	6.7
25	3.0	.48	11.7	.30	
30	5.0	.45	10.1	.22	
35	7.0	.43	8.7	.11	
40		.42			
50		.40			
60		.38			
70		.36			
80		.34			
90		.32			
100		.31			
MAX. CONTINUOUS PRESSURE		100 psi	6.9 bar	35 psi	2.4 bar
MAX. INTERMITTENT PRESSURE		100 psi	6.9 bar	35 psi	2.4 bar

Figura 100: Ingombri e caratteristica di portata al variare della pressione di valle del compressore Thomas Gardner 415Z estratte da catalogo [27].

Dalla caratteristica del compressore in funzione della pressione dell'ambiente di mandata si può notare come riesca a lavorare fino a 6.9 bar relativi mandando ancora una discreta portata volumica. In **Figura 101** viene mostrato l'andamento della pressione relativa del serbatoio dal valore ambiente a quello di 5.5 bar, che è il massimo di cui si necessita nel caso in esame.

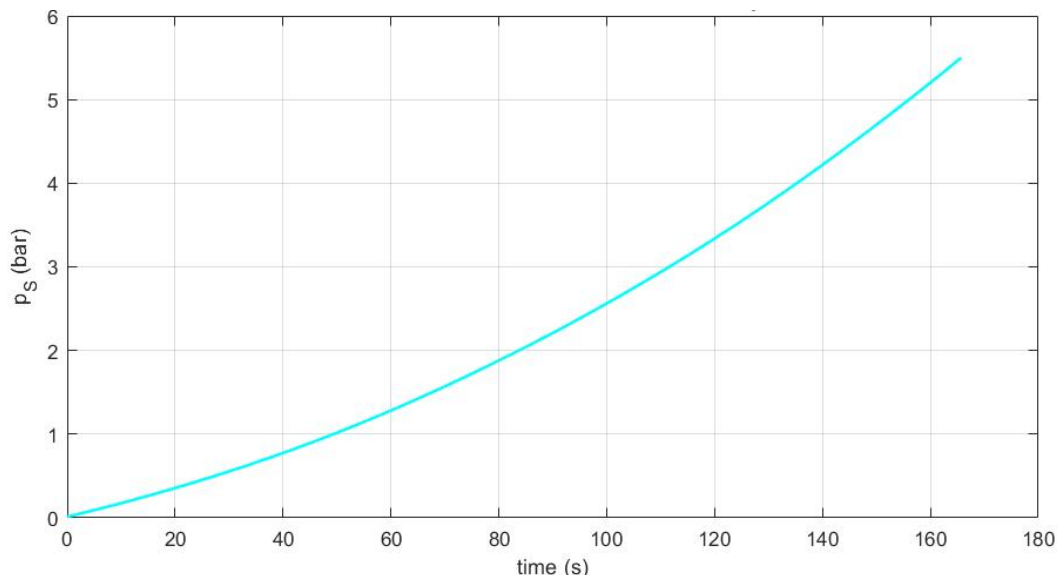


Figura 101: Andamento temporale della pressione relativa del serbatoio durante il riempimento.

5.7.8 Il circuito pneumatico

Lo schema pneumatico in **Figura 102** rappresenta i componenti necessari alla realizzazione del sistema di controllo della pressione e le relative connessioni. Con la linea continua sono rappresentati i collegamenti pneumatici, mentre con la linea tratteggiata rossa i collegamenti elettrici/dati in uscita dall'unità di governo e con quella blu tratteggiata i corrispondenti in ingresso.

Si individuano i seguenti componenti:

- 1 → n.2 due attuatori pneumatici FESTO;
- 2 → n.2 elettrovalvole 2/2 (monostabile o bistabile) per scambiare il lato alimentazione quando si passa da leg curl a leg extension;
- 3 → n.2 elettrovalvole proporzionali Burkert per regolare il flusso in uscita dalla camera;
- 4 → n.2 elettrovalvola 2/2 monostabile normalmente chiusa per scaricare il circuito in caso di necessità;
- 5 → n.1 valvola limitatrice di pressione per scaricare il circuito se si raggiunge una pressione troppo grande (che si può impostare sulla valvola) per malfunzionamenti legati al compressore;
- 6 → n.1 capacità pneumatica con $V_S = 24 L$;
- 7 → n.1 compressore Thomas 415Z;
- 8 → n.1 valvola di non ritorno, per evitare perdita di pressione a compressore spento;

- 9 → n.3 scarichi pneumatici silenziati per evitare rumori forti e sgradevoli in fase di scarico ogni qualvolta si commuta l'esercizio;
- 10 → n.3 trasduttori di pressione SML 10-010;
- 11 → n.1 unità di governo che riceve le informazioni dai trasduttori di pressione e dai sensori angolari e comanda le valvole e il compressore.

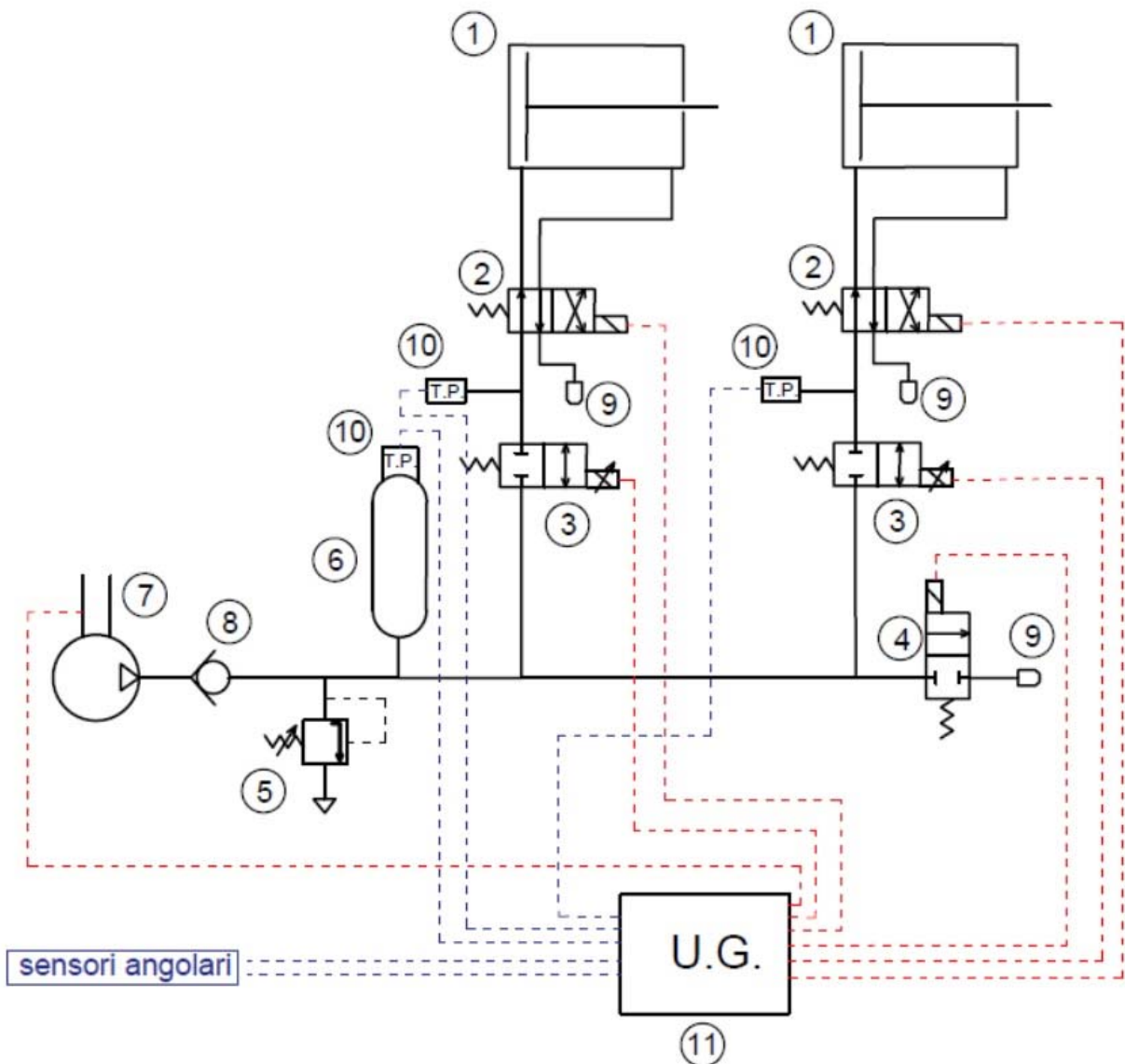


Figura 102: Circuito pneumatico per il sistema di controllo della pressione nelle camere degli attuatori lineari.

Dal circuito pneumatico risulta ancora più evidente come il modello sia di fatto una semplificazione della realtà, soprattutto nel non considerare le resistenze dei tubi e delle valvole che commutano l'alimentazione alle camere dell'attuatore. Si è scelto di seguire questa strada perché sicuramente non si avranno tubi molto lunghi e allo stesso tempo la resistenza delle valvole è sicuramente di almeno un ordine di grandezza inferiore agli strozzatori scelti. Una volta costruito il prototipo si potrà comunque perfezionare il modello matematico.

5.7.9 Risultati e limiti del modello

I risultati del modello ci permettono di valutare le prestazioni del sistema che cerca di imporre una resistenza costante al moto della gamba dell'utente. Guardando il set di pressioni e tenendo presente che il valore di partenza sta un po' al di sotto del valore minimo dell'andamento che si vuole imporre, si intuisce che in un primo tratto non ci potrà essere corrispondenza tra il valore vero di forza e quello voluto. Nella primissima parte dell'esercizio ci si trova ad avere il regolatore di flusso chiuso, una pressione che sale per effetto della compressione della camera del cilindro e, una volta raggiunto il set la valvola che inizia a regolare e una corrispondenza perfetta tra set e feedback almeno nelle condizioni di progetto. Come si vedrà dai risultati presentati di seguito, se si aumenta la velocità angolare della gamba di chi si esercita, ci sarà dapprima una maggiore difficoltà del controllo a seguire l'andamento delle pressioni desiderato, e poi una totale ingovernabilità del sistema. Va comunque detto che questo accade per velocità del tutto inverosimili vista anche la situazione di chi usa la macchina. Il problema si può risolvere impiegando dei regolatori di flusso più prestanti, non a livello di dinamica di interfaccia, ma di area massima di passaggio.

Dato che dai calcoli precedenti emergono andamenti quasi corrispondenti di set di pressione per i due esercizi, vengono presentati in maniera più dettagliata quelli riguardanti la leg extension per non appesantire la trattazione.

La scelta dei parametri del controllore è orientata in modo da avere prontezza di risposta, andamento senza oscillazioni del feedback ed evitare la saturazione della tensione di alimentazione della valvola in condizioni di progetto con $F_p = 245 \text{ N}$ e $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$, che significa coprire a velocità costante l'arco di 90° in circa un secondo.

Si sono scelti:

- $P.P. = 15 \cdot 10^5$;
- $P.I. = 0$;
- $P.D. = 0.27 \cdot 10^5$.

Dove:

- $P.P.$: guadagno proporzionale del controllore PID;
- $P.I.$: guadagno integrativo del controllore PID;
- $P.D.$: guadagno derivativo del controllore PID.

Il guadagno proporzionale rende il sistema pronto ma più "nervoso", mentre quello derivativo "lima" le oscillazioni e rende più continuo l'andamento del feedback. Un guadagno integrativo non serve perché genera solo overshoot nella risposta della forza.

In **Figura 103** è riportata la dinamica del sistema per $F_p = 245 \text{ N}$ quindi all'incirca 25 Kg e $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$. L'andamento delle pressioni segue perfettamente quello imposto dopo il transitorio iniziale, quindi non ci sono limiti al controllo ma limiti fisici legati alla comprimibilità dell'aria, che necessita una riduzione di volume non trascurabile per far salire la pressione. Va precisato che, data la rapidità del fenomeno, si è ipotizzato che non ci sia il tempo di scambiare

calore con l'esterno e quindi che il fluido segua una adiabatica, ovvero si assume come esponente della politropica $u=1.4$.

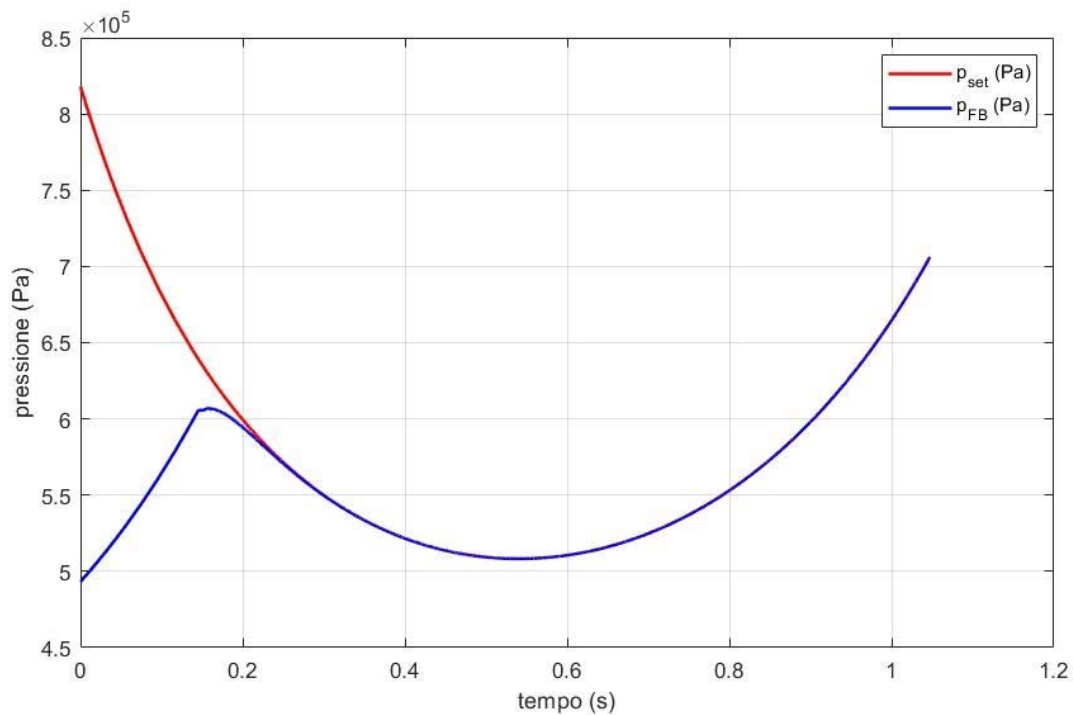


Figura 103: Confronto tra la pressione relativa di feedback calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio. LEG EXTENSION, $F_p = 245$ N, $\omega_p = 1.5$ rad/s.

Gli andamenti delle pressioni in funzione dell'angolo dell'esercizio (**Figura 104**) hanno la stessa forma di quelli temporali dal momento che si è fatta l'ipotesi di velocità angolare costante della gamba.

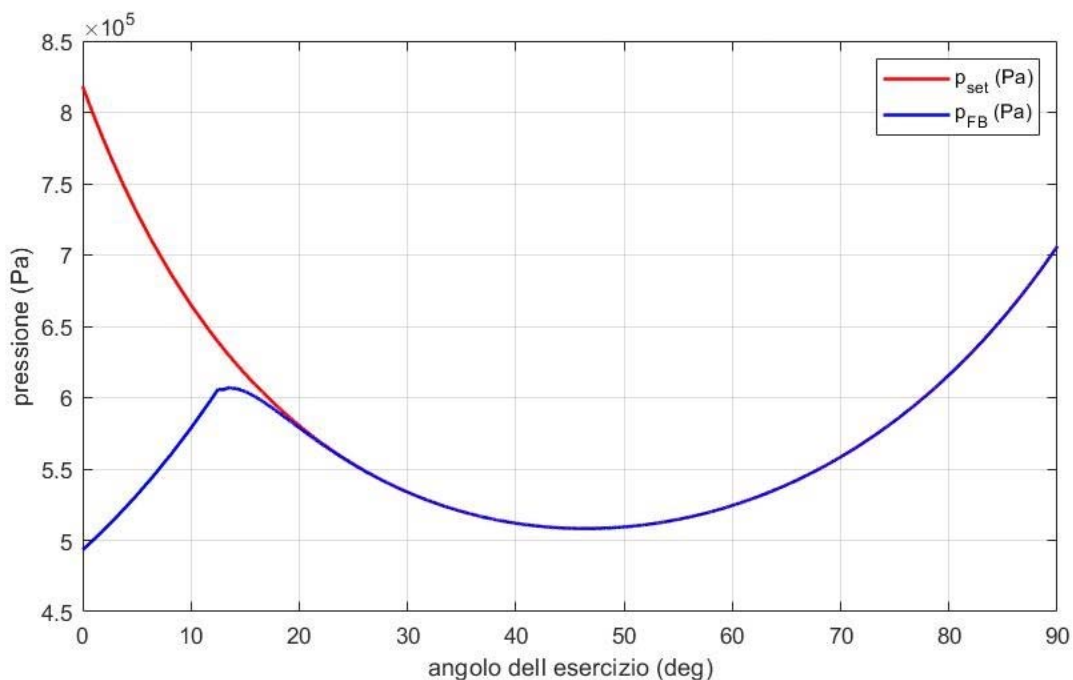


Figura 104: Confronto tra la pressione relativa di feedback calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione dell'angolo di esercizio. LEG EXTENSION, $F_p = 245$ N, $\omega_p = 1.5$ rad/s.

La **Figura 105** rappresenta invece l'evoluzione della forza resistente all'esercizio corrispondente alle pressioni precedenti. Come per le pressioni, la forza generata insegue esattamente il riferimento dopo un transitorio. Quest'ultimo riguarda solo il tratto iniziale, e comunque si può ritenere accettabile, sia perché si raggiunge il 95% del carico voluto in circa 12 gradi di esercizio partendo da un valore non nullo, sia perché in assenza di dati certi sulla effettiva capacità di sforzo dell'articolazione potrebbe essere benefico non partire con tutto il carico subito.

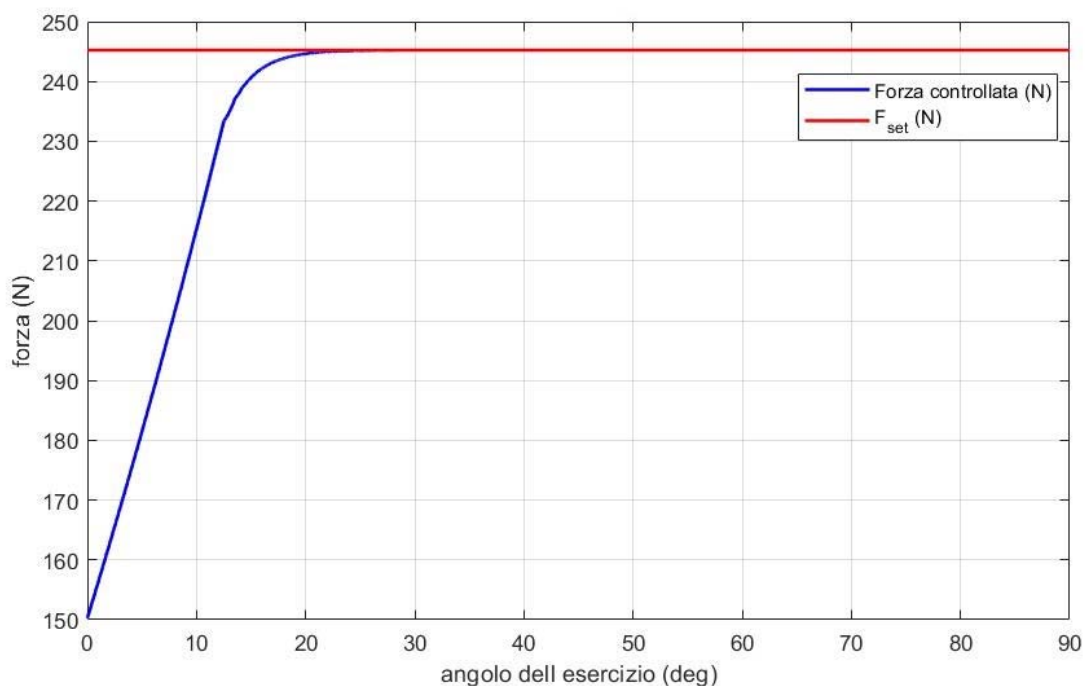


Figura 105: Confronto tra la forza effettiva opposta all'utente calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione dell'angolo dell'esercizio. LEG EXTENSION, $\omega_p=1.5$ rad/s.

Risultati simili si ottengono andando a ridurre il carico sulla gamba, con l'effetto che il regime si raggiunge leggermente dopo. Questo perché più le pressioni in gioco sono alte e più il sistema è pronto, ma sempre per un discorso fisico di comprimibilità dell'aria e non di controllo. Anche in questo caso non è un male perché il raggiungimento del carico di punta è più graduale visto che probabilmente se si imposta un valore di resistenza all'esercizio più basso si è meno forti e allenati.

In **Figura 106** sono rappresentati gli andamenti della forza opposta all'utente e della pressione controllata nella camera calcolate col modello Simulink e confrontate con i rispettivi set, per una $F_p = 147$ N quindi circa 15 Kgf e una $\omega_p = 1.5$ rad/s.

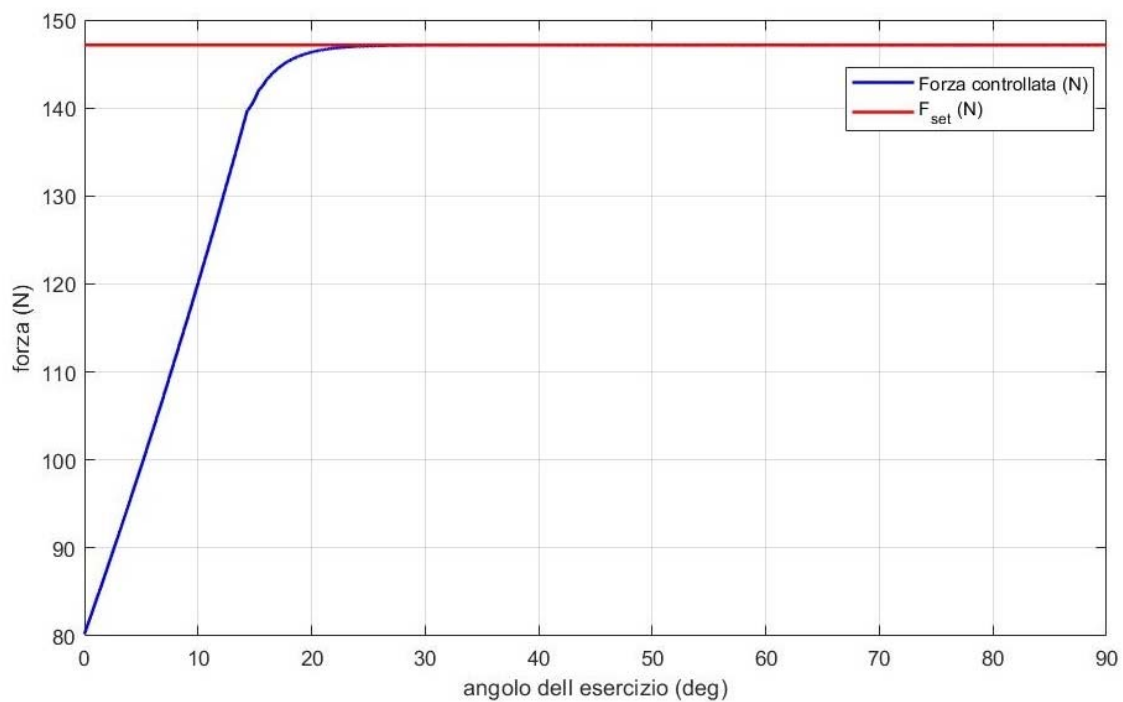
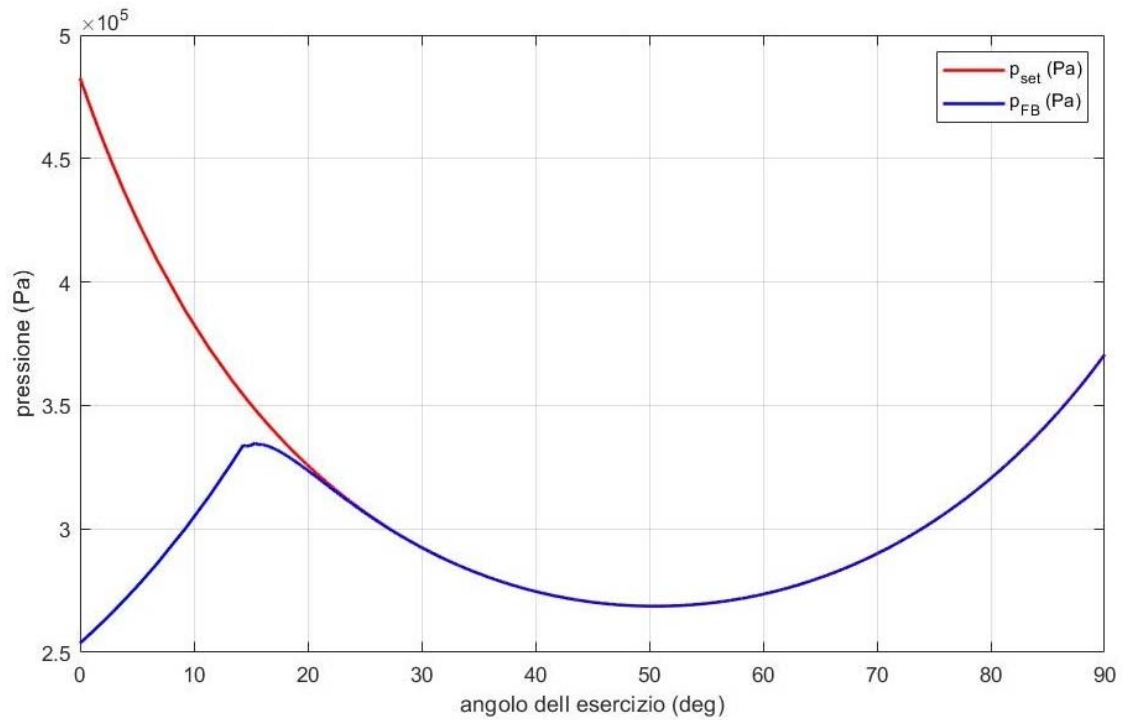


Figura 106: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo dell'esercizio, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 147 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$.

Al di sotto di 4Kgf non si riesce ad andare con questa configurazione perché l'equilibrio meccanico richiederebbe un seti di pressioni che va nel campo del vuoto, a quel punto risulterebbe necessario agire anche con la camera opposta che ora invece si trova a scarico.

In **Figura 107** sono riportati i medesimi andamenti della **Figura 106** ma con un carico $F_p = 49\text{N}$ ovvero circa 5 Kgf.

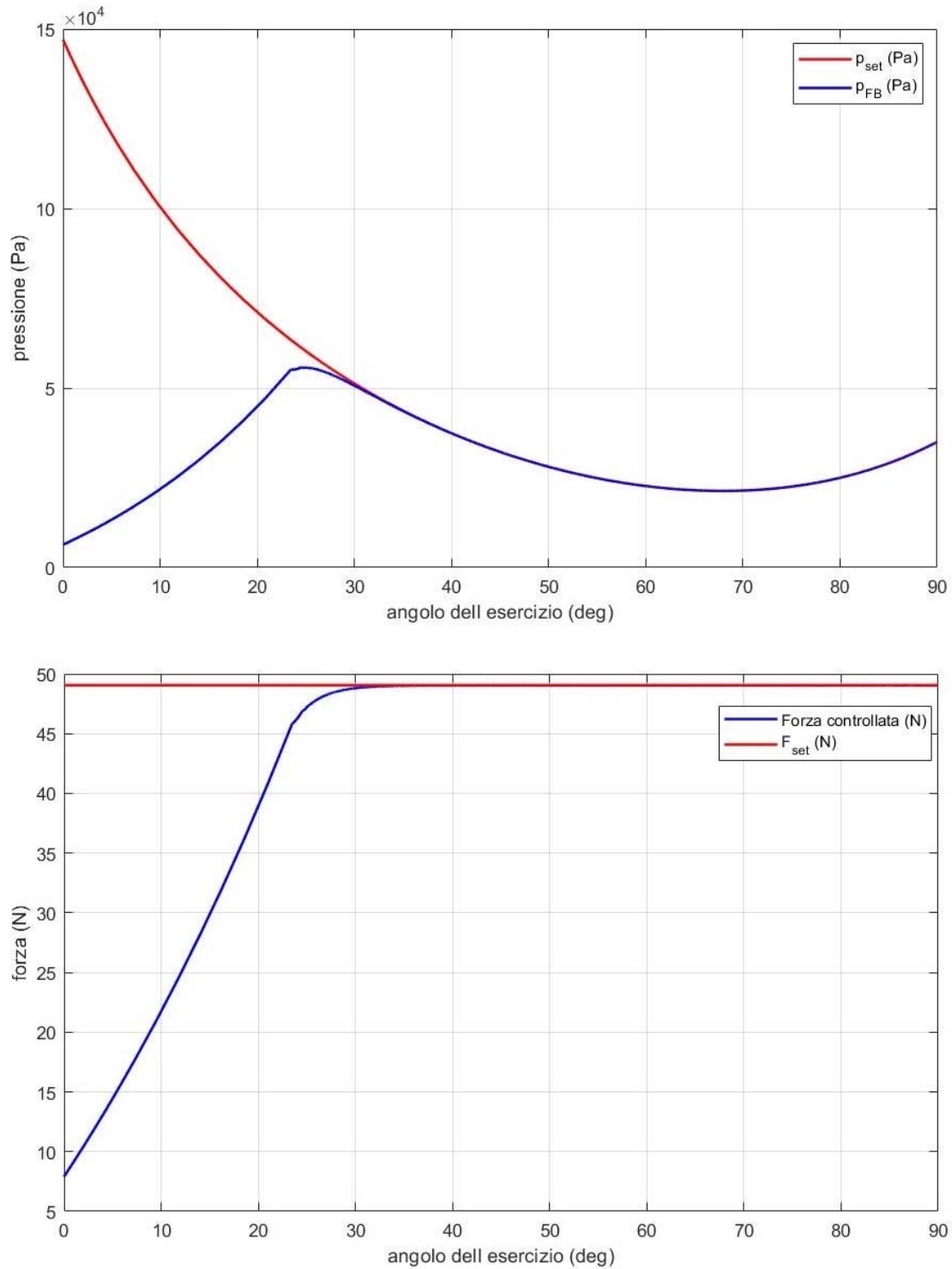


Figura 107: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 49\text{ N}$, $\omega_p = 1.5\text{ rad/s}$.

Come detto la velocità di progetto di 1.5 rad/s è già un valore largamente ottimistico date le ridotte capacità fisiche dell'utenza. Di seguito si presentano quindi i risultati lasciando invariato il carico di progetto ma variando la velocità della gamba di chi si esercita per valutare le performance e i limiti del controllo.

Al di sotto della velocità di progetto, come da attese, non ci sono miglioramenti in termini di prontezza (**Figura 108**).

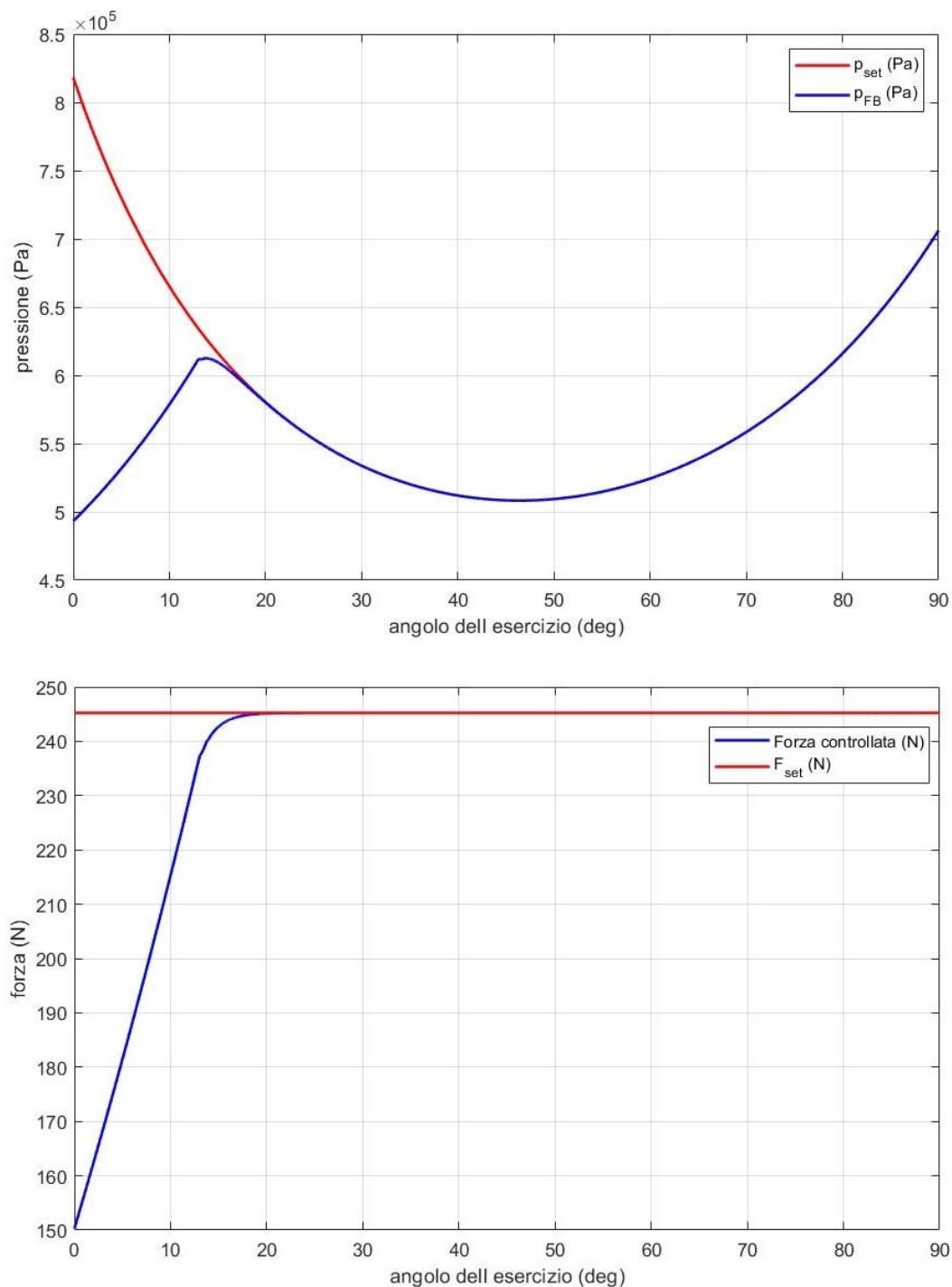


Figura 108: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245$ N, $\omega_p = 1$ rad/s.

Aumentando la velocità della gamba a 2,5 rad/s si ha un leggero peggioramento delle prestazioni (**Figura 109**) dovuto alla saturazione iniziale della tensione di alimentazione alla valvola (**Figura 110**), però tutto sommato l'andamento del set viene seguito abbastanza bene. Va detto che mai si raggiungeranno simili velocità, soprattutto nella parte iniziale, visto che il moto vero della gamba sarà caratterizzato da una partenza da fermo, una crescita di velocità fino ad un picco, che si troverà circa a metà dell'escursione angolare e poi una decrescita della velocità fino a zero al termine dell'escursione.

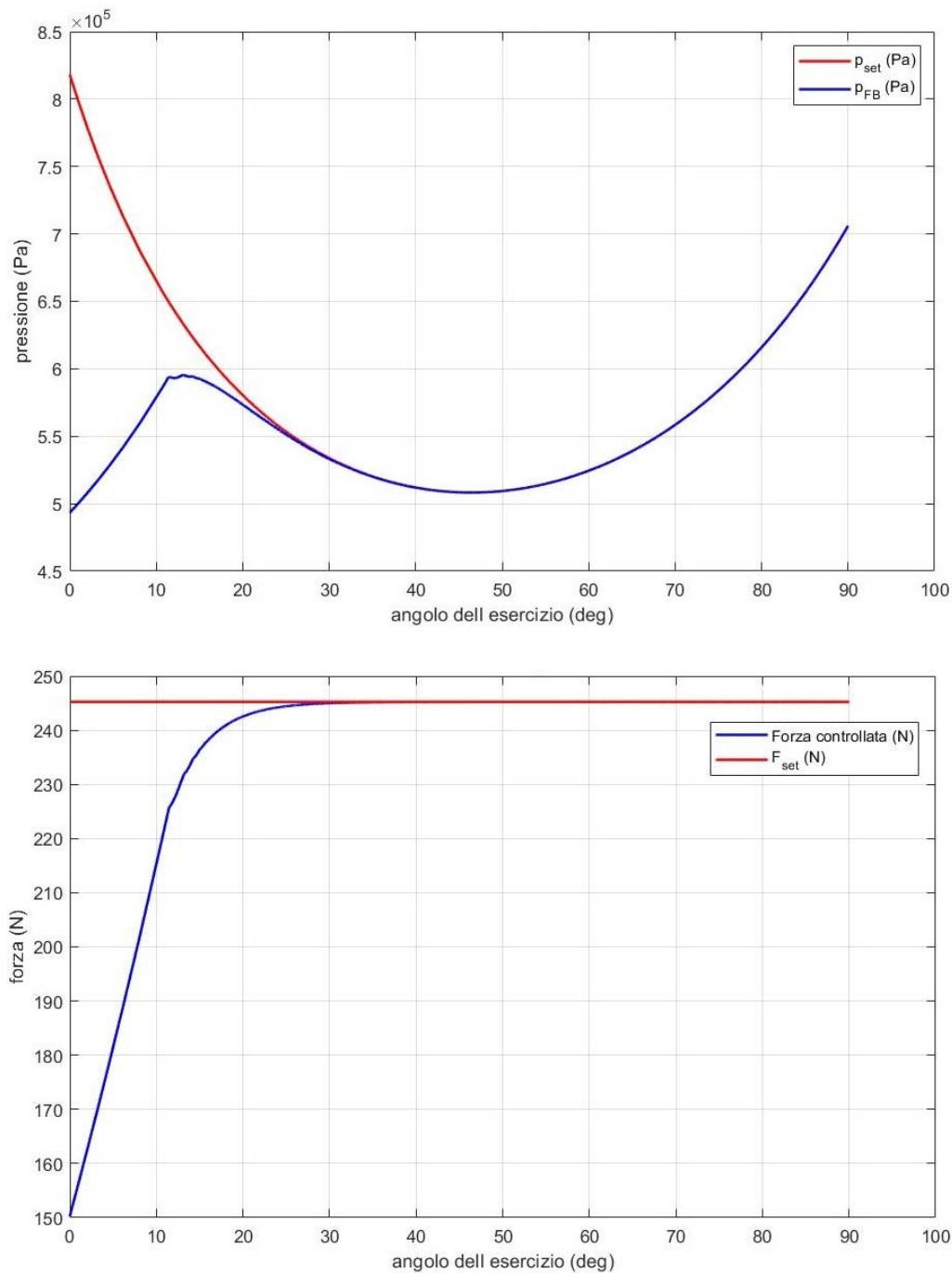


Figura 109: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245$ N, $\omega_p = 2.5$ rad/s.

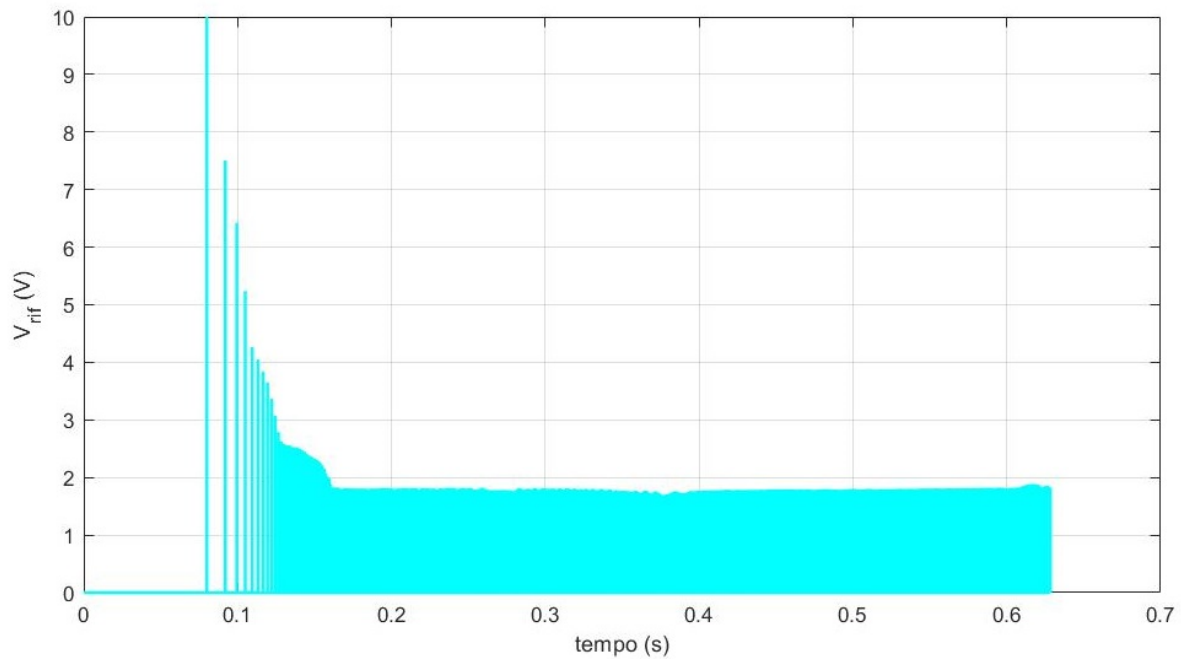


Figura 110: Tensione di riferimento in uscita dal controllo in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio che arriva all'interfaccia valvola (V). LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 2.5 \text{ rad/s}$.

L'andamento a picchi è dovuto al fatto che la tensione in uscita dal PID, prima di essere saturata nel blocco Simulink tra i valori di 0 e 10 V, presenta dei tratti negativi che vengono tagliati, in quanto la valvola rimane semplicemente chiusa. Inoltre, la valvola ha una dinamica molto rapida, essendo la costante di tempo di 15 ms. In **Figura 111** e in **Figura 112** si riporta l'andamento della tensione in uscita dal PID non ancora saturata.

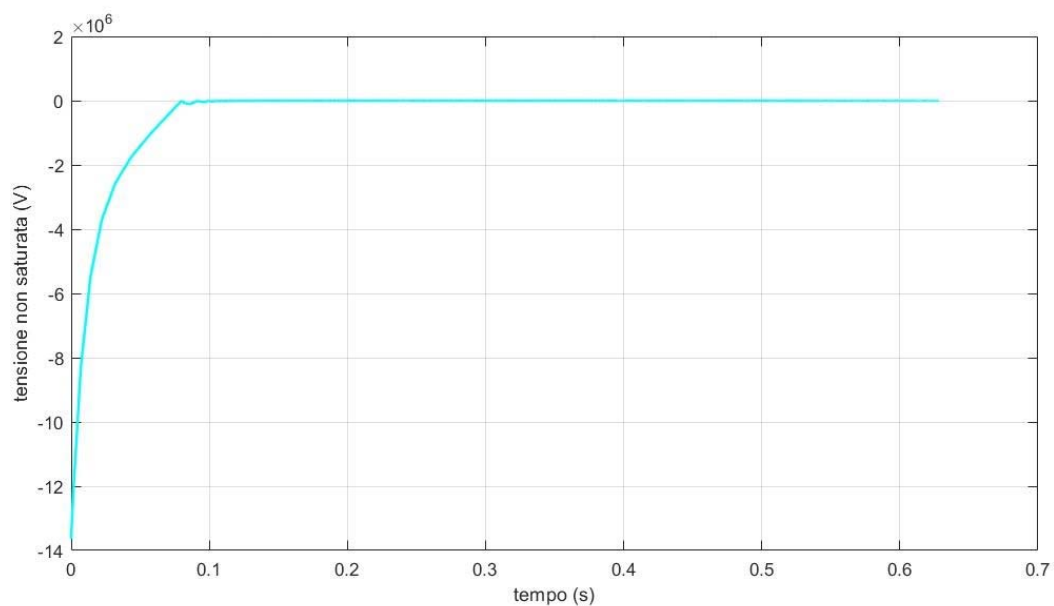


Figura 111: Tensione in uscita dal PID non saturata. $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 2.5 \text{ rad/s}$.

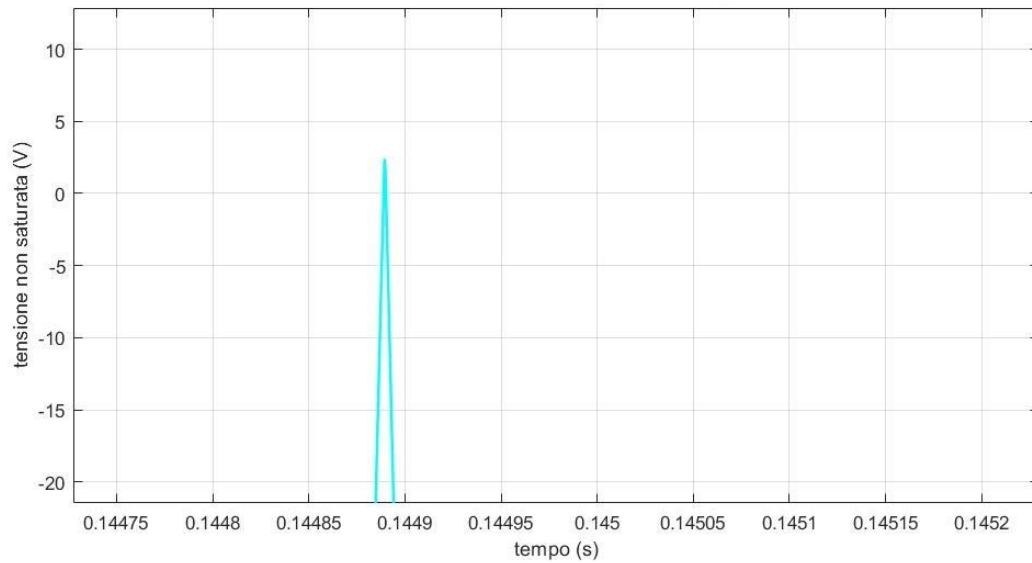


Figura 112: Ingrandimento su un picco della tensione di riferimento non saturata della figura 111.

Oltre i 9 rad/s il sistema diventa incontrollabile, e se si volesse andare ulteriormente oltre si dovrebbe pensare a sostituire i componenti regolatori di flusso. I risultati sono riportati in **Figura 113** e in **Figura 114**.

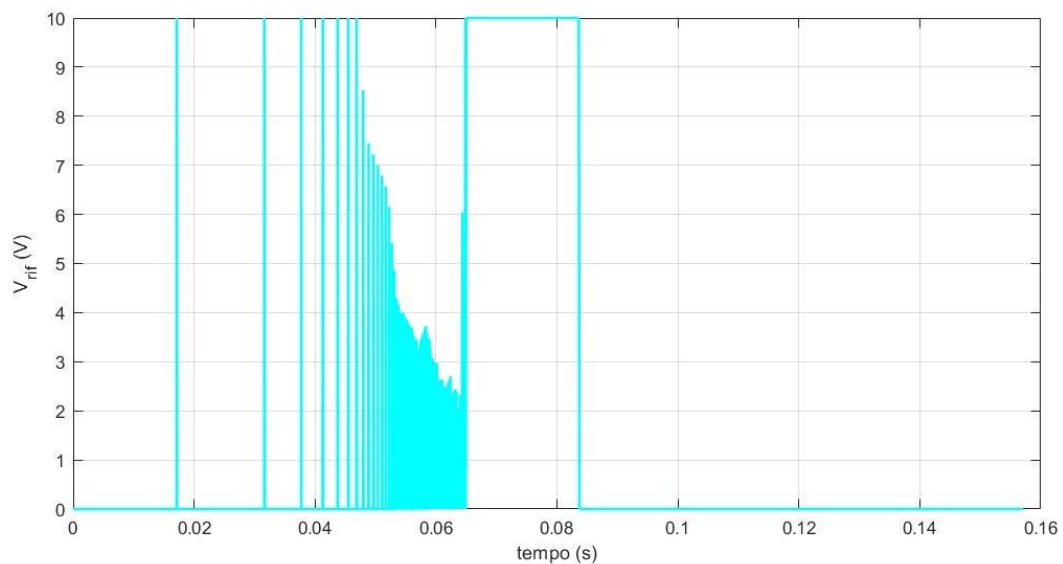


Figura 113: Tensione di riferimento in uscita dal controllo in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio che arriva all'interfaccia valvola (V). LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 10 \text{ rad/s}$.

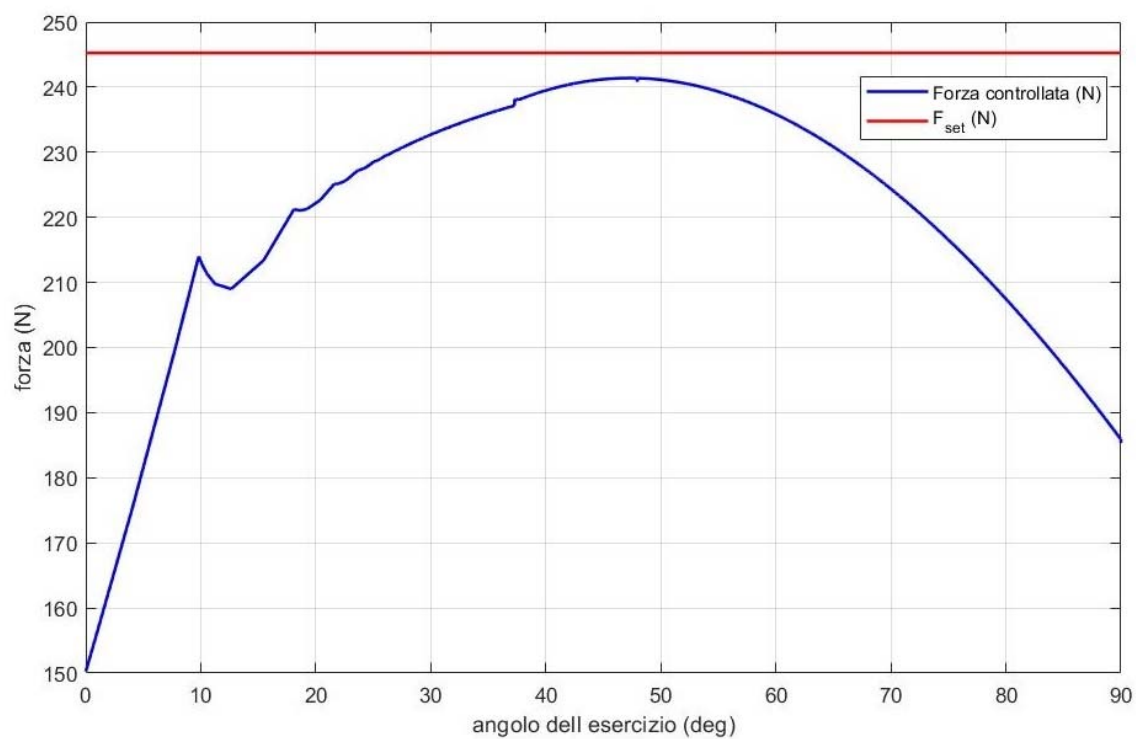
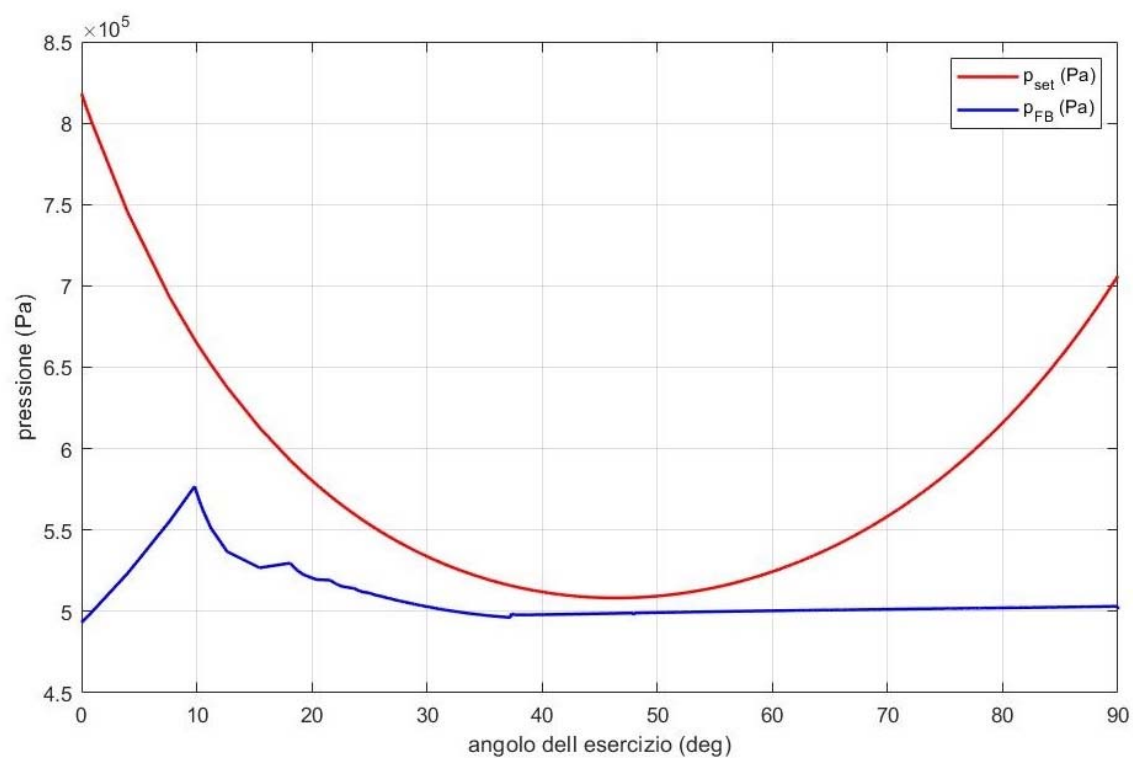


Figura 114: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245$ N, $\omega_p = 10$ rad/s.

A completare la trattazione si riporta il risultato della simulazione del leg curl (**Figura 115**) con i valori di progetto ovvero $F_p = 245 \text{ N}$, ovvero circa 25 Kgf e $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$.

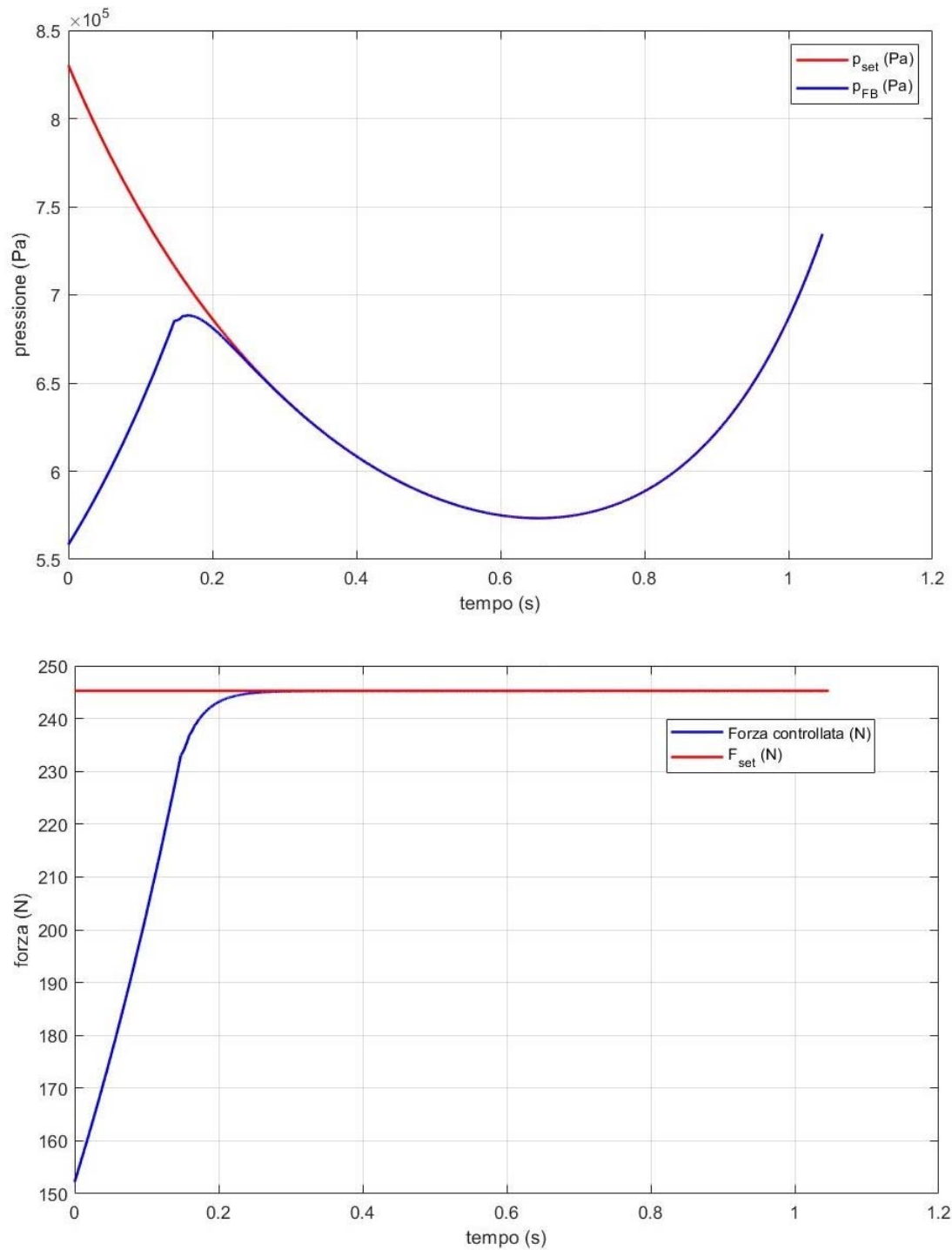


Figura 115: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG CURL, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$.

6. Esercizi per le braccia

Questo capitolo si pone come introduzione alla progettazione di un sistema per permettere di eseguire alcuni esercizi di trazione per le braccia. Come anticipato nella prima parte dell'elaborato, si è pensato di far eseguire dei movimenti soltanto parzialmente guidati mediante dei cavi. Due guide telescopiche, situate al di sotto della seduta, e poste lateralmente rispetto all'utente, ospitano due pulegge orientabili che permettono di rimandare un cavo e di farlo passare all'interno del braccio scorrevole dove si avvolge su un tamburo. In questo modo il filo non è a vista e rimane contenuto nel tubo per finire nel volume sottostante la sedia. A seconda della effettiva posizione del tamburo, ci possono poi essere degli ulteriori rimandi, costituiti da altre pulegge di rinvio per veicolare il cavo sulla puleggia orientabile. Per poter svolgere l'esercizio sotto carico, il tamburo oppone una resistenza alla trazione del cavo. In parallelo vi è un sistema di richiamo elastico per ritrarre il cavo quando non utilizzato.

In **Figura 116** è presentato lo schema funzionale. Il sistema avvolgitore/svolgitore dovrà essere progettato opportunamente per rispettare alcuni requisiti:

- Opporre una resistenza controllata alla trazione del cavo da parte dell'utente. Non sono necessari grandi carichi in quanto l'obiettivo è il recupero di mobilità e non l'aumento della massa muscolare;
- Riavvolgere il cavo in maniera pronta, evitando di perderne la tensione e per garantire l'utilizzo del sistema in modo da eseguire una attività aerobica.
- Fornire una lunghezza utile del cavo per coprire i movimenti che si pensa di far effettuare all'utente.

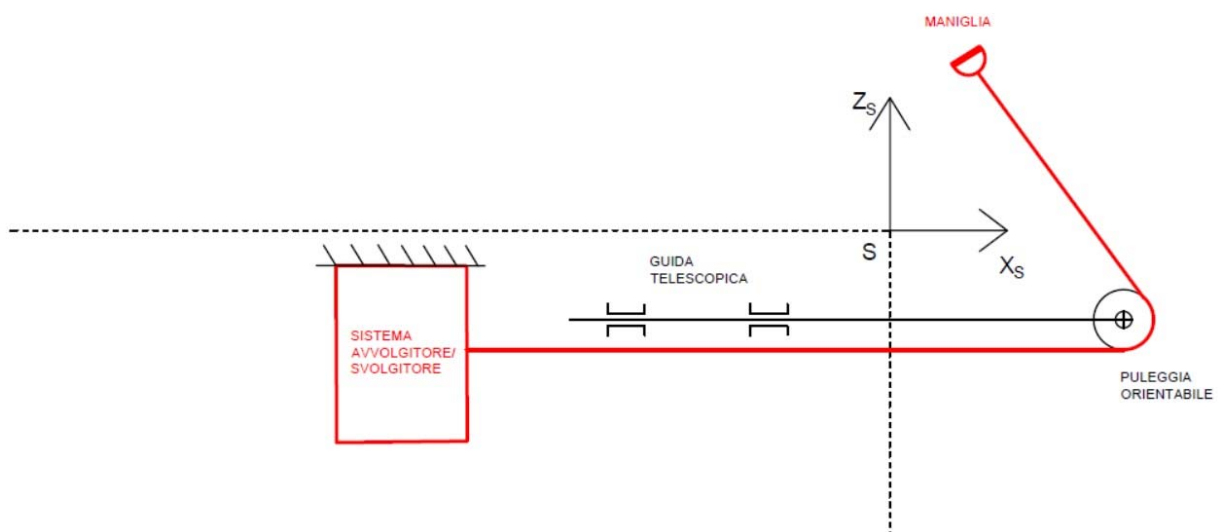


Figura 116: Schema funzionale del sistema a cavo per esercitare le braccia.

Una prima idea per la sua realizzazione potrebbe essere quella di montare, in parallelo e solidali con l'albero del tamburo, una molla a lamina, per richiamare il cavo, e un freno a polveri

magnetiche per generare una coppia resistente alla rotazione. Così facendo si potrebbe sia regolare in modo continuo, con possibilità di selezionare diversi livelli di intensità, la forza che deve esercitare chi fa movimento, sia controllare le grandezze che permettono di stimare il consumo energetico dell'utente.

La poltrona, allo stato progettuale corrente, è stata dotata dei bracci telescopici e dei fori nella copertura esterna per ospitare questo sistema. In **Figura 117** e **Figura 118** vengono rappresentati i bracci presenti nel CAD del progetto.

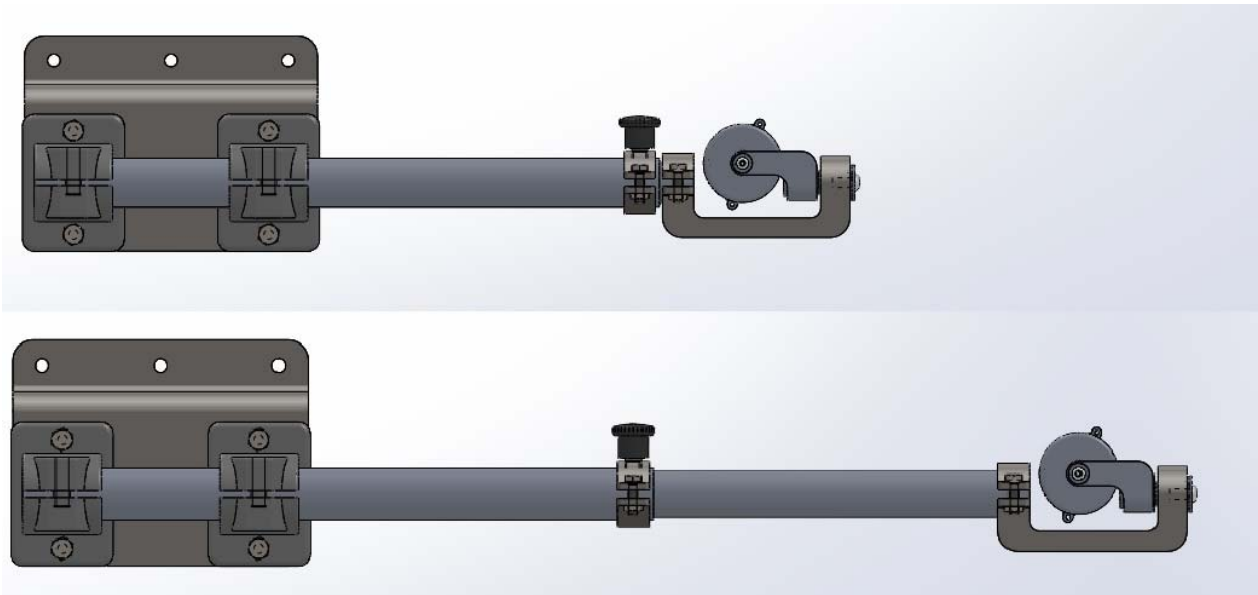


Figura 117: Immagine estratta del CAD Solidworks in cui si vede il braccio telescopico nelle due posizioni estreme, la flangia per fissarlo al telaio superiore e la puleggia orientabile fissata al telescopico interno.

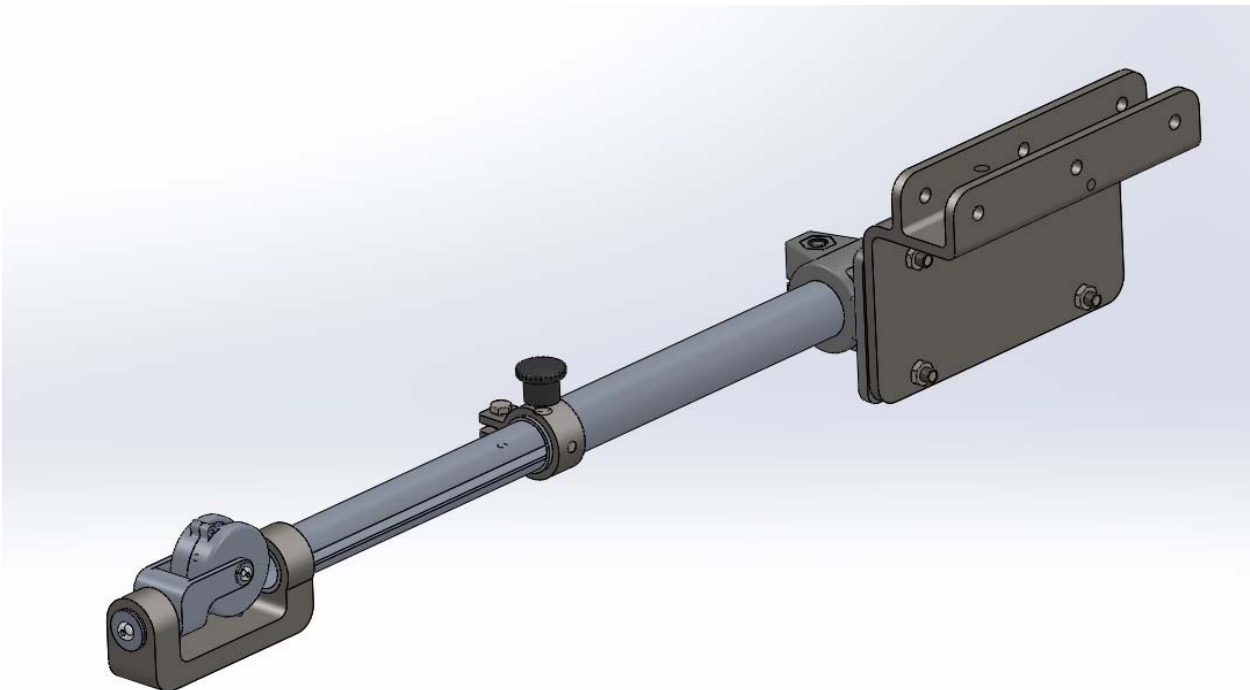


Figura 118: Immagine del braccio telescopico estratta dal CAD Solidworks. Il braccio interno presenta una scanalatura in cui scorre una spina per evitarne la rotazione relativa rispetto a quello esterno. Un perno a richiamo elastico blocca il braccio interno nelle due posizioni estreme quando esse vengono raggiunte.

In **Figura 119** si può vedere come appare il braccio telescopico qualora venga estratto per fare esercizi per la parte superiore del corpo.

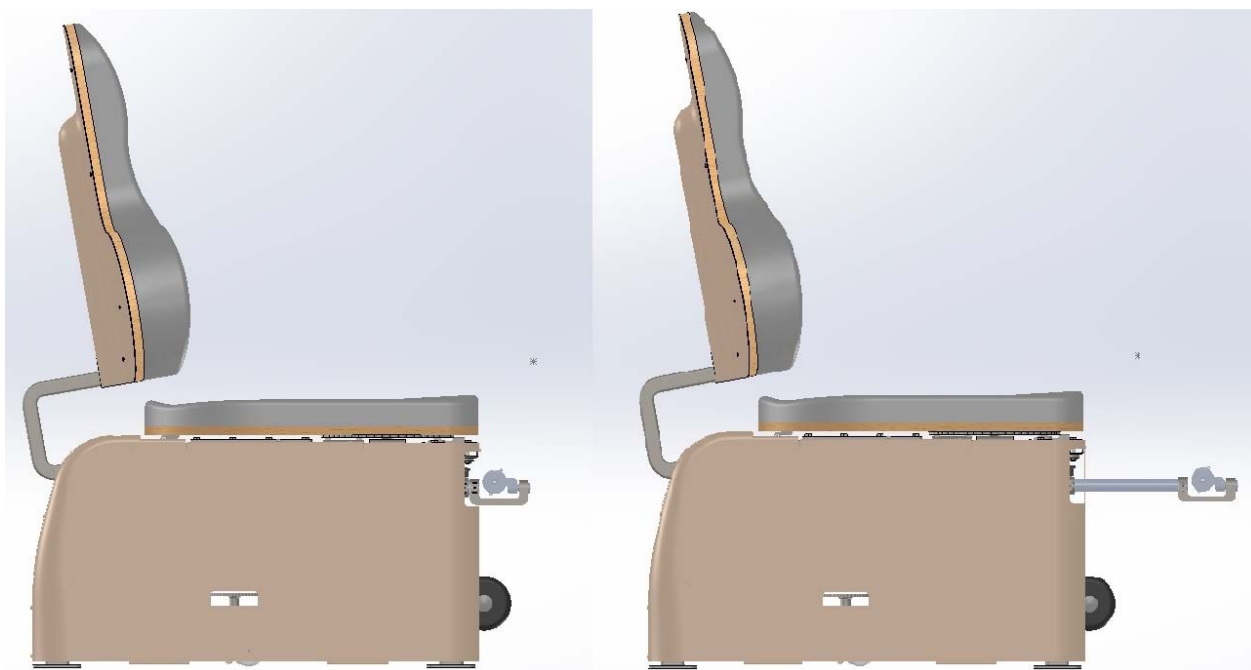


Figura 119: Viste laterali della sedia, estratte dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vede il braccio telescopico in posizione rientrata e in posizione fuoriuscita.

7. Le altre regolazioni

In questo capitolo sono esposti tutti i meccanismi sviluppati per agire su alcune regolazioni ausiliarie della macchina, come l'inclinazione e profondità dello schienale e l'inclinazione del piano della seduta. Lo scopo di tali regolazioni è sia per migliorare il comfort della sedia, imitando possibili regolazioni di una poltrona, ma anche per poter svolgere correttamente gli esercizi.

7.1 Lo schienale

Per allineare correttamente il ginocchio dell'utente alla cerniera virtuale K^* , la profondità dello schienale deve poter essere regolata tra i 420 e i 550 mm rispetto al punto S , che è l'estremo della seduta dietro il ginocchio. Viene data poi anche la possibilità di inclinare lo schienale fino a 45° rispetto alla direzione verticale X_S , per poter svolgere qualche esercizio addominale o semplicemente per migliorare il comfort della seduta.

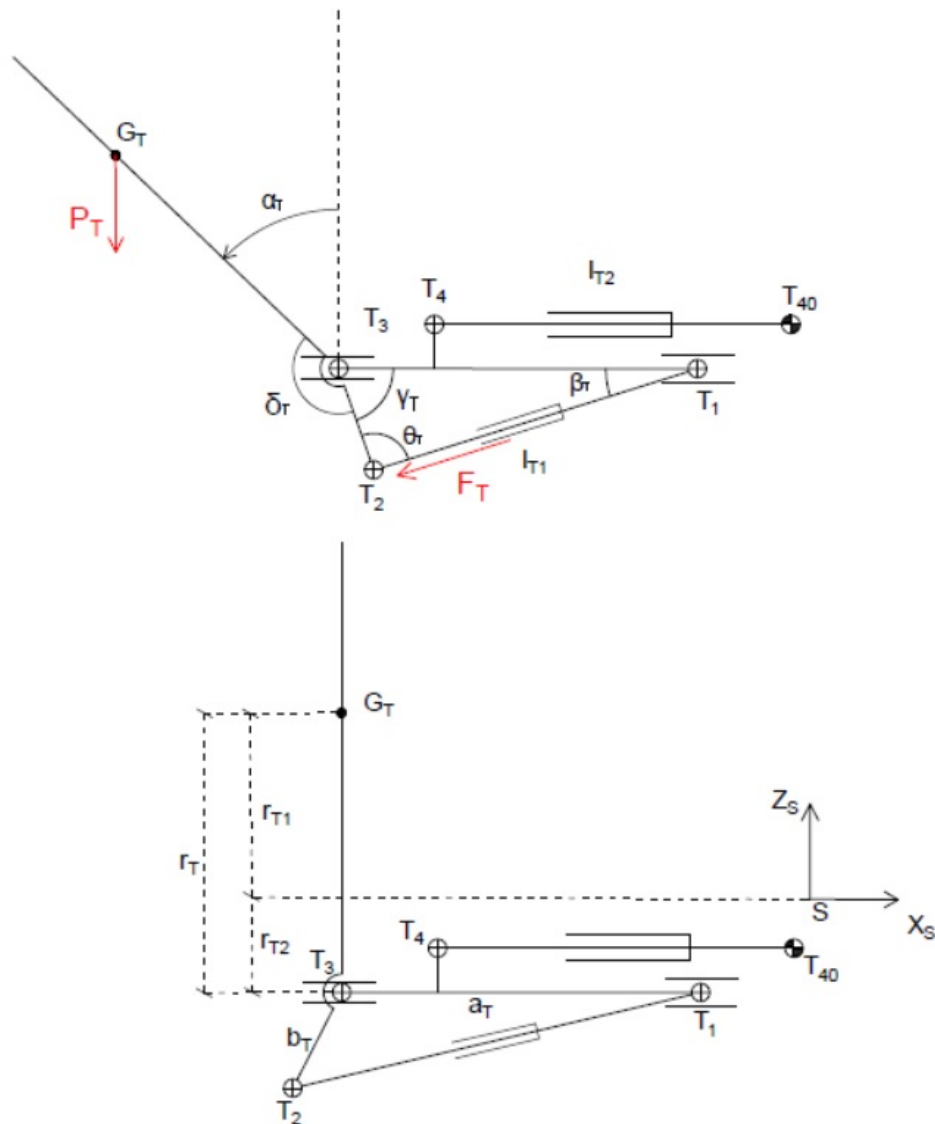


Figura 120: Schema funzionale del meccanismo di inclinazione e regolazione della profondità dello schienale.

In **Figura 120** è rappresentato lo schema funzionale del meccanismo di regolazione dello schienale. Lo schienale ruota attorno alla cerniera T_3 grazie all'azione di un attuatore tra le cerniere T_1 e T_2 che regola l'inclinazione dello schienale variando la sua lunghezza l_{T1} . Per poter garantire anche il grado di libertà relativo alla profondità della seduta, le cerniere T_1 e T_2 sono libere di scorrere lungo una guida lineare solidale al telaio della sedia. Un attuatore lineare, tra la cerniera T_4 solidale al meccanismo e la cerniera T_{40} solidale al telaio, gestisce la lunghezza l_{T2} per coprire la regolazione in profondità. Siccome la rotazione avviene attorno alla cerniera T_3 che è sotto il piano della seduta, l'effetto che si ha è quello di un ulteriore arretramento dello schienale e un leggero scorrimento relativo con la schiena dell'utente. Per questo motivo si è estesa la regolazione in profondità tra i 400 e i 550 mm.

Dal momento che i carichi in gioco sono molto elevati, bisogna operare una analisi volta a determinare i parametri del meccanismo di inclinazione in modo da riuscire a coprire la regolazione desiderata facendo attenzione a non sottodimensionare gli elementi principali, come le barre che sostengono lo schienale e gli attuatori.

Si parte con la descrizione degli elementi presenti in figura:

- a_T : distanza tra le due cerniere T_1 e T_3 , che si muovono con il telaio ma sono fisse rispetto ad esso.
- b_T : braccio della forza dell'attuatore 1. Si sceglie la configurazione per cui sia ortogonale alla forza dell'attuatore nella condizione più sfavorevole, ovvero ad inclinazione massima.
- l_{T1} , l_{T2} : lunghezze degli attuatori lineari elettrici.
- β_T : angolo tra l'attuatore 1 e la direzione di X_S .
- Θ_T : angolo di azione dell'attuatore 1.
- α_T : inclinazione dello schienale rispetto alla verticale.
- δ_T : angolo tra lo schienale e il braccio dell'attuatore 1.
- r_{T1} : stima della distanza verticale dal piano della seduta del punto di applicazione del peso da bilanciare, stimata a 300 mm.
- r_{T2} : distanza verticale tra la cerniera T_3 e il piano della seduta, pari a 80 mm.
- P_T : carico da bilanciare stimato come la metà della massima portata della sedia (2000N).
- G_T : stima del punto di applicazione del carico P_T .

Il processo iterativo porta alla scelta di b_T e tiene conto di diversi aspetti tra cui ingombri, carico da esercitare tramite l'attuatore, corsa dell'attuatore compatibilmente con i componenti commerciali presenti sul mercato. Scrivendo le relazioni analitiche risulta più chiaro come sia stato scelto.

Considerando come situazione iniziale (pedice "0" alle grandezze) quella per cui si ha l'angolo di inclinazione massimo $\alpha_{T0} = 45^\circ$ e quindi l'attuatore rientrato:

$$\Theta_{T0} = 90^\circ$$

$$a_T = \sqrt{l_{T10}^2 + b_T^2}$$

$$\beta_{T0} = \cos^{-1} \left(\frac{l_{T0}}{a_T} \right)$$

$$\gamma_{T0} = 180^\circ - \beta_{T0} - \theta_{T0}$$

$$\delta_T = 270^\circ - \gamma_{T0} - \alpha_{T0}$$

Si calcola la corsa necessaria per dimensionare l'attuatore:

$$l_{T1} = \sqrt{a_T^2 + b_T^2 - 2 a_T b_T \cos(\gamma_T)}$$

Siccome γ_T compie una escursione di 45° è facile valutare la lunghezza finale dell'attuatore e la corsa.

Bisogna poi scegliere la taglia dell'attuatore in modo che sia in grado di vincere l'effetto del peso dell'utente quando si ha l'inclinazione massima.

$$F_T = \frac{P_T r_T \sin(\alpha_{T0})}{b_T}$$

L'attuatore selezionato è il Concens Con35 [28] con corsa 100 mm, carico massimo 2200 N e carico di bloccaggio massimo 5400 N, ben lontano dai circa 4000 N che vengono fuori dal calcolo precedente.

Come si vede dalla **Figura 121** il telaio scorre in guide analoghe a quelle per il meccanismo di sollevamento, solo che presentano due corpi scorrevoli per lato in modo da avere 4 punti di appoggio. L'attuatore lineare che gestisce la profondità è sempre un Concens Con35 ma con corsa 150 mm. Le barre curve che supportano lo schienale sono realizzate con profilati cavi 25x25x2 in acciaio non legato a grano fine formato a freddo di qualità S355 secondo Norma UNI EN 10219, mentre i perni delle cerniere T_3 sono realizzati secondo la UNI EN 22304 in acciaio AISI 304 e hanno diametro 6 mm. Barre e perni sono sovradimensionati sia per stabilità sia per incertezza legata al come si distribuisce precisamente il peso dell'utente sullo schienale.

In **Figura 122** e in **Figura 123** sono rappresentati lo schema del meccanismo di inclinazione dello schienale e la rispettiva soluzione costruttiva nelle due posizioni limite.

In **Figura 124** invece, c'è la versione della **Figura 123** completa degli altri elementi della sedia, tra cui la copertura esterna.



Figura 121: Vista isometrica del meccanismo di inclinazione e di regolazione della profondità dello schienale tratta dal CAD Solidworks separato dal resto della sedia.

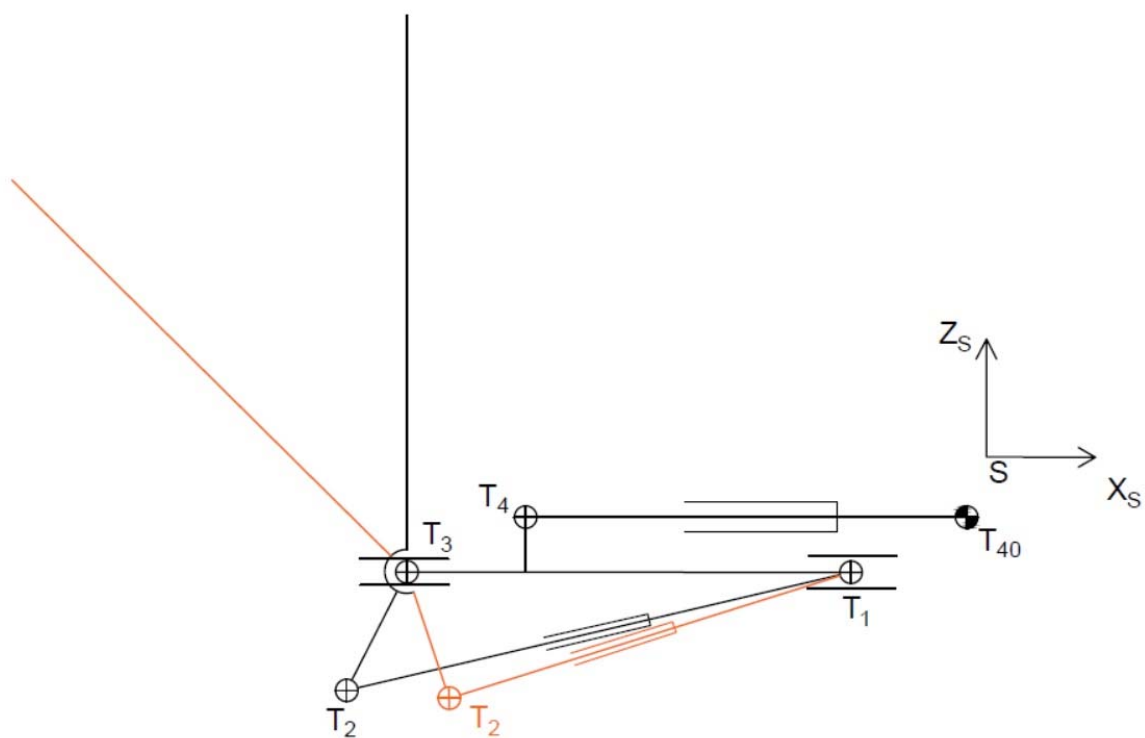


Figura 122: Schema funzionale del meccanismo di inclinazione dello schienale nelle due posizioni limite.

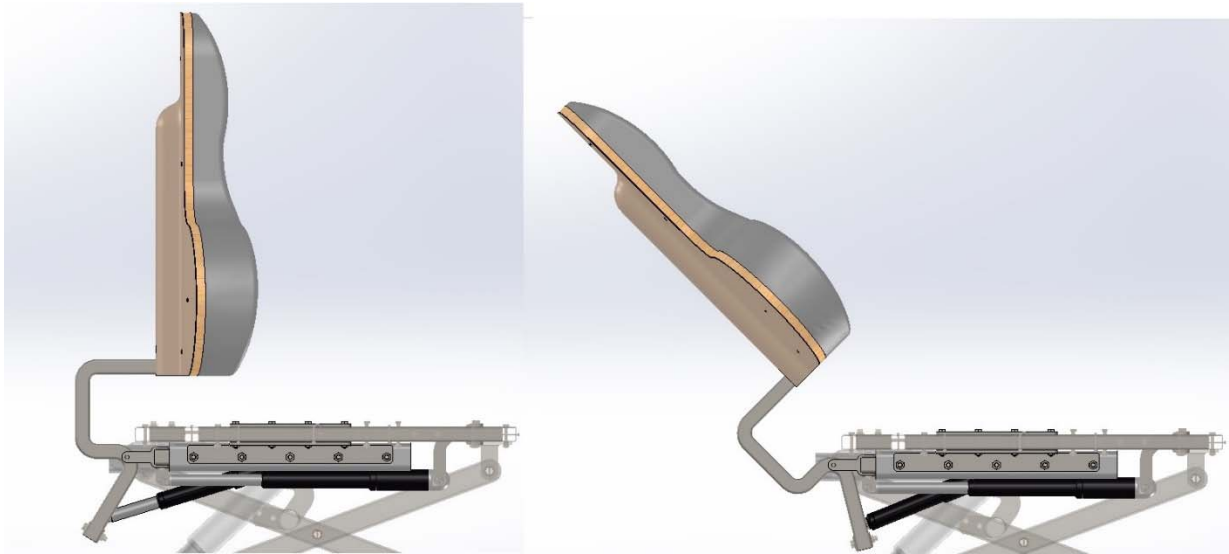


Figura 123: Viste laterali, ricavate dal CAD Solidworks del progetto, che mostrano lo schienale nelle due posizioni di inclinazione massima e minima. Nella figura si vedono gli altri elementi in semitrasparenza, in questo caso lo schienale è anche arretrato.

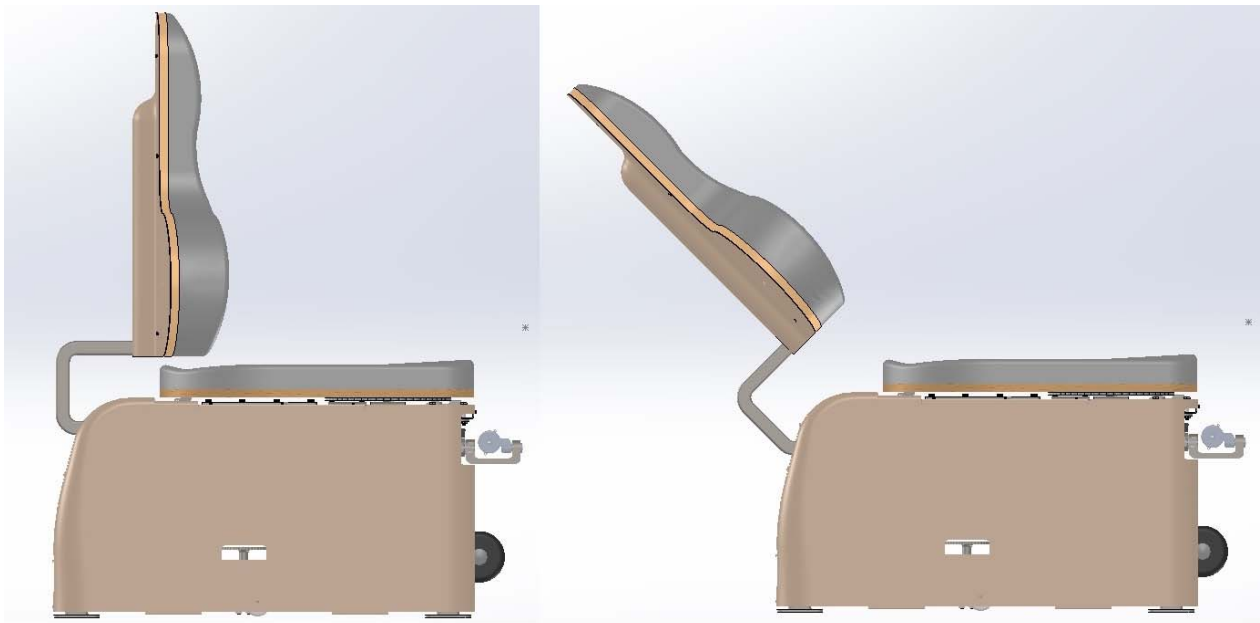


Figura 124: Viste laterali, ricavate dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vede lo schienale inclinato nelle due posizioni limite.

Lo schienale, come detto in precedenza, deve poter essere regolato in profondità per posizionare in maniera corretta il ginocchio dell'utente rispetto alla cerniera di progetto K^* .

In **Figura 125** si vedono le due posizioni estreme della profondità ottenuta agendo sul secondo attuatore che opera tra le cerniere T_4 e T_{40} fissa al telaio superiore.

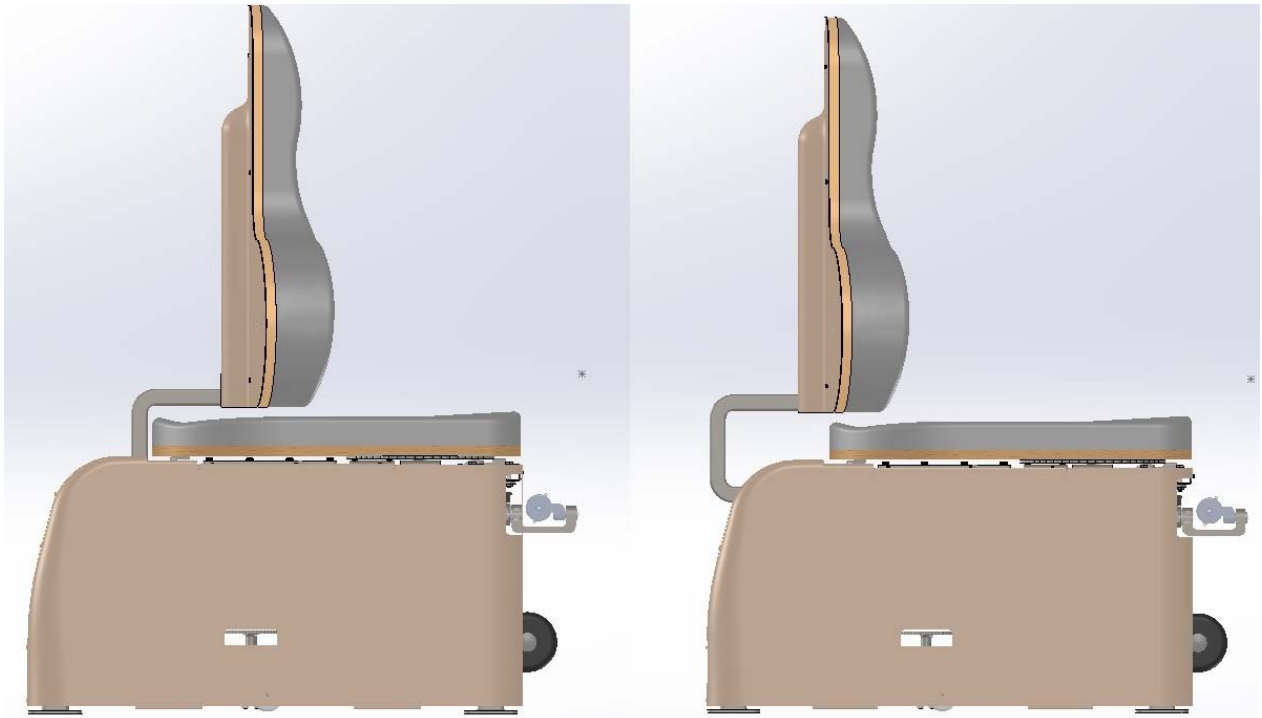


Figura 125: Viste laterali, estratte del CAD Solidworks del progetto, che mostrano le due posizioni estreme dello schienale non inclinato e regolato in profondità.

7.2 Il sedile

Per poter posizionare correttamente il ginocchio dell'utente in corrispondenza della cerniera virtuale K^* può essere necessaria un'ulteriore regolazione di precisione inclinando la seduta. Il meccanismo di regolazione dell'inclinazione del sedile è riportato in **Figura 126**. Il sedile è collegato al telaio superiore attraverso delle cerniere nella parte posteriore in S_{10} . Nella parte anteriore invece si appoggia a due "rotelle", collegate rigidamente ad una madrevite che si impegna in una boccola filettata. Questa boccola è incernierata al telaio in S_{20} e quindi ha un grado di libertà di rotazione rispetto ad esso. Agendo sulle rotelle, si fa fuoriuscire la madrevite e quindi si fa ruotare il sedile di un angolo θ_s , che nel caso dell'utente più piccolo sarà al massimo di circa 2.5° , rendendolo trascurabile rispetto all'esercizio delle gambe.

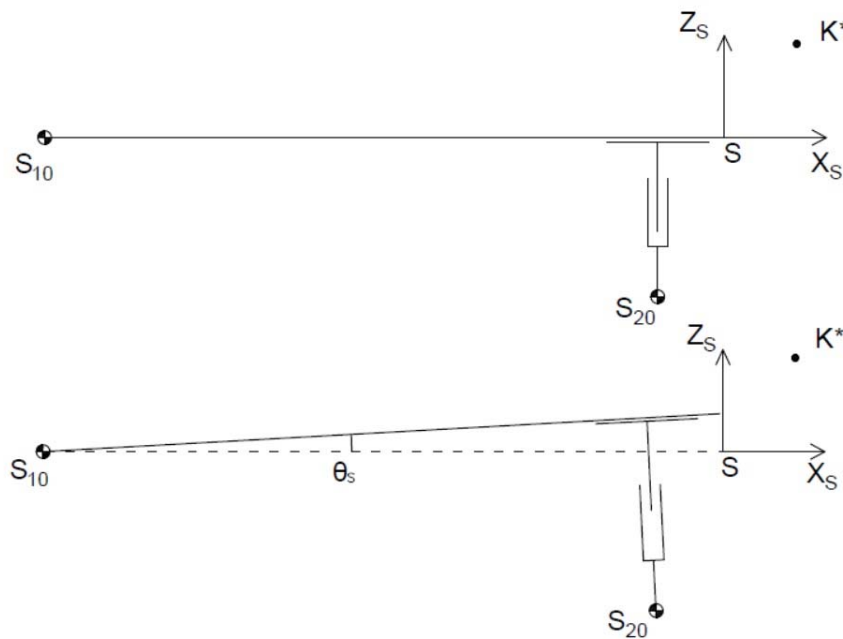


Figura 126: Schema funzionale della regolazione dell'inclinazione del piano della seduta.

Si sceglie un filetto M16, con elica a verso invertito per i due lati in modo che ci sia robustezza e irreversibilità del moto. Il raggio della rotella su cui agisce l'utilizzatore della macchina è scelto per non dovere compiere un'azione troppo gravosa in fase di regolazione. Ipotizzando un carico di 1000 N per lato:

$$\varphi_s = \tan^{-1}(f_s)$$

$$F_s = \frac{Q_s r_s \tan(\alpha_s + \varphi_s)}{R_s}$$

Dove:

- f_s : coefficiente di attrito del filetto stimato 0.2;
- α_s : angolo del filetto;
- R_s : raggio della rotella scelto pari a 110 mm;

- Q_S : carico sulla madrevite stimato a 1000 N, considerando il sedile come se fosse su 4 appoggi;
- F_S : forza da esercitare per muovere la madrevite pari a circa 17 N in quelle condizioni.

In **Figura 127** si vede la regolazione del sedile rappresentata tramite il CAD.

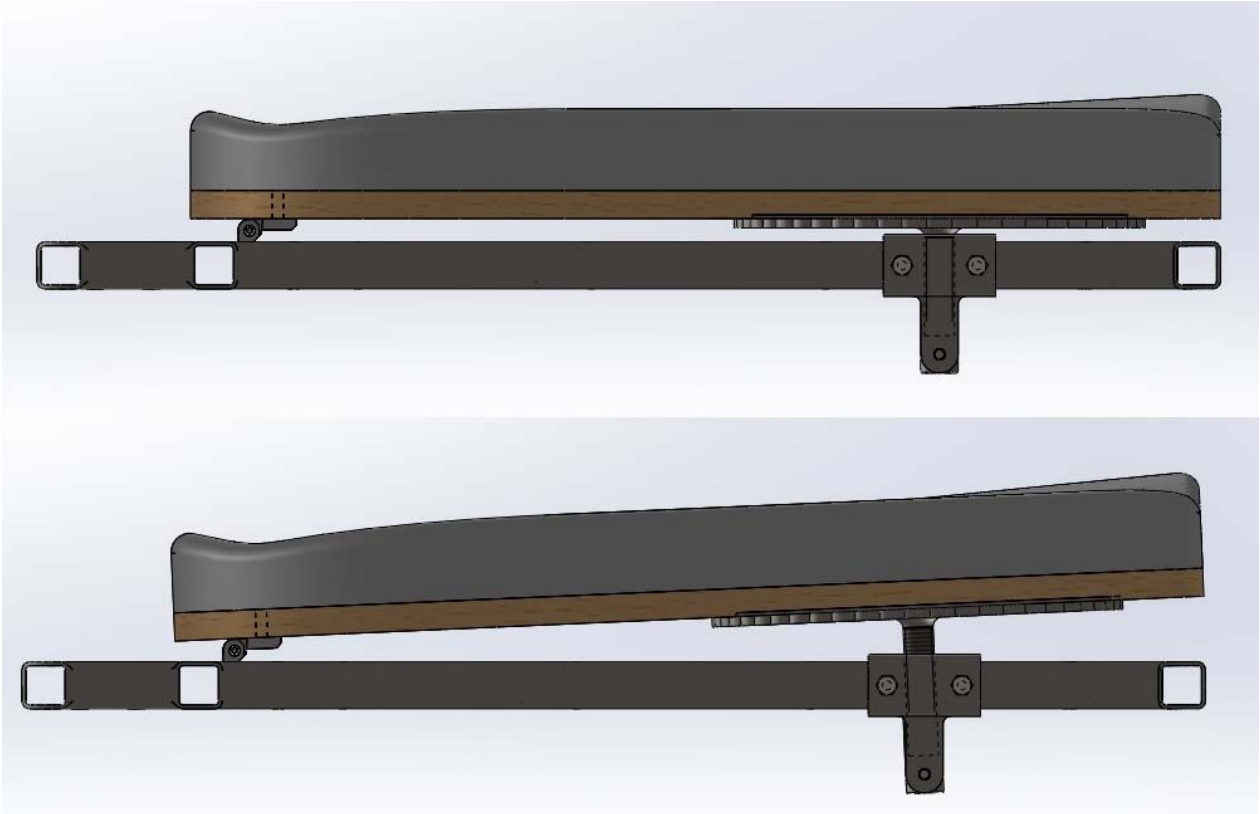


Figura 127: Rappresentazione della regolazione dell'inclinazione della seduta nelle due posizioni estreme. Immagine estratta dal CAD Solidworks del progetto.

8. Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi è stato quello di realizzare un sistema che servisse ad avviare un particolare tipo di utenza all'attività fisica mantenendo però sempre le sembianze di un oggetto di uso comune, come una semplice poltrona. Ciò nonostante si è dovuto far fronte a tutte le problematiche connesse con il tipo di utilizzatore per cui l'oggetto è stato pensato.

Un problema che per un non addetto al settore poteva risultare di banale soluzione, si è in realtà rivelato molto complesso in alcuni tratti. Non solo si è dovuta operare un'accurata sintesi di più cinematismi, che ha comportato procedimenti iterativi anche molto complicati nel caso degli esercizi delle gambe, ma spesso l'analisi del singolo meccanismo era legata a quella degli altri sottosistemi per problemi dimensionali e di ingombro.

Alla fine del processo di progettazione si può affermare che si è riusciti a soddisfare gli obiettivi prefissati, ottenendo comunque un oggetto non esageratamente pesante, dato che la stima si aggira intorno agli 80 Kg. Bisogna considerare che, anche se questo valore può sembrare molto elevato, ma non si sta parlando di una semplice sedia: questo sistema ospita un soggetto che può raggiungere anche i 340 Kg, deve poter innalzare questo carico per coprire una regolazione in altezza, ma non solo, questo soggetto fa esercizi e quindi si muove. Nelle apparecchiature da palestra le resistenze agli esercizi dell'utente vengono comunemente ottenute collegando dei cavi, con degli opportuni rimandi, a dei pesi di ghisa. In questa poltrona quindi la relativa leggerezza del sistema di attuazione pneumatica compensa la maggiore complessità e gravosità della struttura portante. Va comunque detto che si tratta del primo prototipo e che, nell'ambito della tesi, non è stato possibile approfondire ulteriormente l'analisi strutturale. Risulta però chiaro che nel momento in cui si volesse realizzare un componente commerciale vero e proprio, si potrebbero operare degli alleggerimenti locali per rendere l'apparecchiatura molto più snella e facile da movimentare.

Concentrando poi l'attenzione sul sistema di attuazione e controllo relativo agli esercizi delle gambe, si è visto come è possibile ottenere un sistema semplice, energeticamente efficiente e silenzioso che per giunta permette di svolgere gli esercizi continuativamente e con ritmo intenso. Si apre comunque alla possibilità di rendere il sistema attivo, ovvero in grado di movimentare le gambe dell'utente e non di opporre una semplice resistenza al moto imposto da quest'ultimo. In questo caso si potrebbe parlare legittimamente di un vero e proprio sistema ad uso riabilitativo.

Un altro discorso ancora aperto, e che verrà sviluppato in seguito, è quello relativo al sistema avvolgitore/svolgitore a cavo per gli esercizi delle braccia. Si dovrà progettare quest'ultimo in termini tecnologici, per stabilire come esercitare la resistenza al moto di fuoriuscita del cavo, e in termini logistici, ovvero capire dove inserirlo e quali rimandi siano necessari per il filo.

Nel presente progetto sono stati scelti i componenti costituenti il circuito pneumatico che realizza il controllo della pressione nelle camere del cilindro. Bisogna ancora progettare il "contenitore" degli ausiliari. Si potrebbe per esempio costruire un box, molto simile ad un

comodino, che contenga compressore (selezionato appositamente silenzioso per far sì che possa operare nello stesso ambiente del soggetto), serbatoio, valvole e che possa offrire un punto di appoggio per un monitor. Potrebbe essere utile, da un punto di vista medico, monitorare alcuni parametri vitali, oppure progettare una interfaccia simile ad un videogame in cui si devono raggiungere degli obiettivi esercitandosi.

Riferimenti bibliografici e sitografici

- [1] Istat, Indagine sulla salute 1994 e Aspetti della vita quotidiana 2005 e 2015
- [2] A. Nicolucci et al, Il burden of disease dell'obesità in Italia, Health Policy in Non-communicable disease, n.1, 2015, Roma
- [3] J. Robin, C. La Verghetta, Fidget Chair, seduta a scopo terapeutico per la cura dei grandi obesi, A.A 2017-2018, Relatore prof. F. Valpreda
- [4] S. Jebb, Obesity: causes and consequences. Women's Health Med, 2004; 1(1): 38-41.
- [5] A.L. Rodacki, N.E. Fowler, C.L. Provensi, C. Rodacki, V.H. Dezan, Body mass as a factor in stature change. 2005, Clinical Biomechanics (Bristol, Avon);20(8):799-805.
- [6] L. Vismara, F. Menegoni, F. Zaina, M. Galli, S. Negrini, P. Capodaglio, Effect of obesity and low back pain on spinal mobility: a cross sectional study in women, 2010, Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation, 7:3
- [7] physique et ergothérapie : mesure de l'impact d'une prise en soins ergothérapeutiques sur la "functional mobility" de patients obèses adultes, hospitalisés au sein d'un service de Soins de Suite et Réadaptation bariatrique, 2016, Institut Universitaire de formation en ergothérapie, Université d'Auvergne.
- [8] S. Ghroubi, H. Elleuch, T. Chikh, N. Kaffel, M. Abid, M.H. Elleuch, Physical training combined with dietary measures in the treatment of adult obesity. A comparison of two protocols. Annals of Physical and Rehabilitation Medicine, 2009;52:394-413
- [9] C. Álvarez, R. Ramírez Campillo, Effects of a low intensity strength training program on overweight/obese and premenopausal/menopausal women, 2013, Brazilian Journal of Kinesiology and Human Performance, Vol.15:427-436
- [10] <https://www.cle-elettromedicali.it/catalogo-prodotti/leg-extension-leg-curl/>
- [11] The measures of human factors in design, H. Dreyfuss, 1966.
- [12] R. Shenoy - Biomechanics of the knee and TKR.
- [13] Seating Bariatric Patients - what are the risks. <https://seatingmatters.com/bariatric-seating/>
- [14] https://www.gazzettaufficiale.it/atto/serie_generale/caricaArticolo?art.progressivo=0&art.idArticolo=8&art.versione=1&art.codiceRedazionale=089G0298&art.dataPubblicazioneGazzetta=1989-06-23&art.idGruppo=4&art.idSottoArticolo1=10&art.idSottoArticolo=1&art.flagTipoArticolo=0

- [15] Petuya, V.; Macho, E.; Altuzarra, O.; Pinto, C. and Hernández, A. "Educational Software Tools for the Kinematic Analysis of Mechanisms". *Comp. Appl. Eng. Education*. First published online: February 24, 2011. DOI: 10.1002 cae.20532. ISSN: 1061-3773.
- [16] https://www.concens.com/assets/Uploads/datasheet_con50.pdf
- [17] <https://rollon.cld.bz/Linear-Line-IT>, pagina 91
- [18] <https://picclick.it/Poltrona-Vintage-originale-Design-riposante-con-meccanismo-estensibile-383117856466.html#&gid=1&pid=3>
- [19] http://www.gfitaliana.it/wp-content/uploads/2012/07/Molle_SPEC.pdf , pag. 41
- [20] https://www.festo.com/cat/it_it/data/doc_engb/PDF/EN/DSNU_EN.PDF.
- [21] https://www.festo.com/cat/it_it/data/doc_engb/PDF/EN/DSNU_EN.PDF, pag. 72.
- [22] https://www.festo.com/cat/it_it/data/doc_engb/PDF/EN/DSNU_EN.PDF, pag. 71.
- [23] https://www.festo.com/cat/it_it/data/techinfo/Techinfo_en.pdf, pag. 11.
- [24] <https://www.burkert.com/en/Media/plm/DTS/DS/DS2871-Standard-EU-EN.pdf?id=DTS00000000000000001000173853ENL>, pag.1.
- [25] <https://www.burkert.com/en/Media/plm/DTS/DS/DS2871-Standard-EU-EN.pdf?id=DTS00000000000000001000173853ENL>, pag.2.
- [26] https://www.worldindustrialstore.com/wp-content/uploads/ADZ_SMLLe.pdf
- [27] <https://www.gardnerdenver.com/en-us/thomas/wob-l-piston-pumps-compressors/415z-series>
- [28] https://www.concens.com/assets/Uploads/datasheet_con35.pdf

Indice delle figure

Figura 1: rappresentazione della scala data dall'indice di massa corporea (BMI), fonte: C. Patterson, S. Hilton, 2013.....	3
Figura 2: parametri per la definizione dei biotipi androide e ginoide ^[3]	4
Figura 3: Macchina da palestra per leg curl/leg extension con resistenza idraulica [10].....	6
Figura 4: Vista isometrica del prototipo della poltrona rappresentata su Solidworks.....	8
Figura 5: studio di design sulle misure antropometriche ad opera di Henry Dreyfuss.....	9
Figura 6: Sistema di riferimento solidale alla seduta in cui viene rappresentato il punto K^*	10
Figura 7: rappresentazione della rotazione dell'articolazione del ginocchio nel momento di flessione della gamba.....	11
Figura 8: misure prese da 20 pazienti con BMI>30, in posizione seduta.....	12
Figura 9 Vista d'insieme del sottosistema "sollevamento" isolato dal CAD complessivo della poltrona (Solidworks).....	15
Figura 10: Schema funzionale con attuatore in orizzontale.	16
Figura 11: Schema funzionale con un quadrilatero articolato interposto tra l'attuatore e il pantografo.....	17
Figura 12: Schema funzionale della configurazione con attuatore su cerniera mobile	18
Figura 13: Schema funzionale della soluzione progettuale con la simbologia adottata.....	19
Figura 14: rapporto tra l'innalzamento della seduta e l'allungamento dell'attuatore in funzione di quest'ultimo.....	21
Figura 15: Rappresentazione del meccanismo chiuso e aperto tramite il comando "movie" di Matlab (vista laterale sinistra)	22
Figura 16: Immagine del meccanismo di sollevamento nelle due posizioni di altezza minima e massima tratta dal CAD.....	22
Figura 17: Rappresentazione schematica delle posizioni estreme del meccanismo corrispondenti alle due viste estratte dal CAD	23
Figura 18: Rappresentazione della sedia nelle due configurazioni di altezza minima e massima della seduta estratte dal CAD Solidworks del progetto.	23
Figura 19: Diagrammi di corpo libero per la scrittura delle equazioni di equilibrio statico per i link del meccanismo.....	24
Figura 20: Forza che deve esercitare l'attuatore quando movimenta il carico di progetto in funzione dell'allungamento dello stesso.	26
Figura 21: Reazione complessiva che grava sulla guida quando il carico di progetto è posizionato nel punto per cui $s=p$ in funzione dell'allungamento dell'attuatore. Questa forza si ripartirà tra i due lati del meccanismo.....	26
Figura 22: Diagramma di corpo libero del tratto $E2E3$	27
Figura 23: Diagramma di corpo libero del link $D0D1$	28
Figura 24: Schema per la determinazione degli andamenti degli sforzi per il link $D0D1$	29
Figura 25: Diagramma di corpo libero del link $EE1$	30
Figura 26: Schema per la determinazione dell'andamento degli sforzi per il link $EE1$	31
Figura 27: Andamento degli sforzi del link $D0D1$	32
Figura 28: Andamento degli sforzi del link $EE1$	32
Figura 29: Caratteristiche della sezione del profilato impiegato.....	33

Figura 30: Andamenti della tensione equivalente nei due link rispetto alla condizione di carico maggiormente gravosa.....	34
Figura 31: Schema costruttivo delle cerniere del meccanismo di sollevamento.....	35
Figura 32: Estratto dal catalogo dell'attuatore Concens Con50.....	36
Figura 33: Andamento della velocità dell'attuatore in funzione del carico da catalogo.....	36
Figura 34: Schemi di montaggio ammessi da catalogo.....	37
Figura 35: Alcuni dati dimensionali delle guide TES 45 e CES 45 ricavati a catalogo.	37
Figura 36: Guida assemblata rappresentata su CAD.....	38
Figura 37: Analisi statica con condizione di carico $s=0$ e altezza minima della seduta.	39
Figura 38: Analisi statica con condizione di carico $s=p$ e altezza minima della seduta.	39
Figura 39: Analisi statica con carico equamente distribuito sui quattro punti di appoggio e altezza minima della seduta.....	40
Figura 40 Meccanismo per gli esercizi delle gambe con configurazione a cerniera fisica posta lateralmente rispetto alla seduta [3].....	41
Figura 41: Esempio di meccanismo di fuoriuscita del cuscino per allungare le gambe presente su una poltrona[18].....	42
Figura 42: Schema funzionale del meccanismo per il movimento delle gambe in cui sono indicate le cerniere fisse al telaio, quelle mobili e i punti che possono scorrere rispetto ad una guida lineare.	43
Figura 43: Rappresentazione schematica del meccanismo nelle due posizioni estreme.	44
Figura 44: Viste laterali, estratte dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vedono le due posizioni estreme del meccanismo delle gambe in relazione alla schermatura della copertura esterna. In questa immagine si vede anche la barra di posizionamento che identifica la cerniera K^* , e che una volta fatte le regolazioni si può togliere.	44
Figura 45: Vista di dettaglio, estratta dal CAD, in cui si vede il meccanismo delle gambe nelle due posizioni estreme. Si vedono le altre parti in semitrasparenza, perciò si ha una idea di come il sottosistema sia inserito sotto la seduta.	45
Figura 46: Schema del meccanismo per le gambe in posizione chiusa con indicazioni sulla simbologia adottata nella trattazione analitica.	46
Figura 47: Schema per la determinazione della posizione della cerniera T_0 dell'attuatore fissa al telaio.....	49
Figura 48: Schema per la determinazione analitica della forza che esercita l'attuatore.....	50
Figura 49: Schema da cui si ricava l'espressione analitica della velocità di fuoriuscita/rientro dello stelo dell'attuatore.....	51
Figura 50: Due frame estratti dalla rappresentazione dei link del meccanismo delle gambe durante il movimento tramite il comando "movie" di Matlab.	52
Figura 51: Arretramento della cerniera T_0 rispetto al sistema di riferimento della seduta ($\rho=12.5^\circ$)	53
Figura 52: Corsa che deve coprire l'attuatore in funzione del braccio r	54
Figura 53: Forze massime e minime calcolate nel campo di moto del meccanismo al variare del parametro r	54
Figura 54: Pressioni relative massime e minime nella camera anteriore del cilindro calcolate nel campo di moto del meccanismo al variare del parametro r	55

Figura 55: Allungamento dell'attuatore in funzione dell'angolo dell'esercizio ψ	56
Figura 56: Velocità di fuoriuscita/rientro dello stelo in funzione dell'angolo dell'esercizio quando la gamba dell'utente ha una velocità angolare costante e pari a $\omega p=1.5$ rad/s.....	56
Figura 57: Forza che l'attuatore esercita sul punto T in funzione dell'angolo dell'esercizio per opporre all'utente una forza costante di 20 Kgf/196N.....	57
Figura 58: Andamento delle pressioni che devono essere presenti in una delle camere per opporre all'utente una forza resistente costante di 20 Kgf/196N. Gli andamenti sono proporzionali a quello della forza.	57
Figura 59: Schemi di dettaglio dei due tratti TT' e PP'	58
Figura 60: Diagramma di corpo libero dei link del meccanismo delle gambe.	59
Figura 61: Diagramma degli sforzi per i link B_2C_2 e A_0A nella condizione di carico più sfavorevole.	62
Figura 62: Diagramma degli sforzi per il tratto PP'	62
Figura 63: Diagramma di corpo libero del link AB_1C_1 con le forze proiettate rispetto al sistema di riferimento locale.....	63
Figura 64: Schema per determinare l'andamento degli sforzi per il link AB_1C_1	63
Figura 65: Andamento degli sforzi per il link AB_1C_1 nella condizione di carico più sfavorevole.	64
Figura 66: Diagramma di corpo libero del tratto C_1C_1 con le forze proiettate rispetto al sistema di riferimento locale.....	65
Figura 67: Schema per determinare l'andamento degli sforzi per il tratto C_1C_2	66
Figura 68: Andamento degli sforzi per il tratto C_1C_2 nella condizione di carico più critica.....	67
Figura 69: Diagramma di corpo del link $B_0B_1B_2$ con le forze proiettate secondo il sistema di riferimento locale e schema per determinare l'andamento degli sforzi corrispondente.	68
Figura 70: Andamento degli sforzi per il link $B_0B_1B_2$ nella condizione di carico più critica.....	69
Figura 71: Schema per determinare le espressioni analitiche degli sforzi per il tratto TT'	70
Figura 72: Andamento degli sforzi per il tratto TT' nella condizione di carico più gravosa.....	70
Figura 73: Caratteristiche di sezione impiegate nella realizzazione dei link del meccanismo delle gambe.	71
Figura 74: Andamento delle tensioni equivalenti per i link del meccanismo delle gambe, ciascuno nella condizione più gravosa con un carico del paziente bilanciato dal sistema di attuazione pari a 40 Kgf.....	73
Figura 75: Rappresentazione dello schema costruttivo delle cerniere del meccanismo delle gambe.....	74
Figura 76: Tensioni equivalenti calcolate sul modello a vincoli semplificati tramite il tool Simulation di Solidworks (vista isometrica).	74
Figura 77: Visualizzazione in scala ingrandita delle deformazioni del modello del meccanismo delle gambe sotto le condizioni di carico precedentemente descritte.	75
Figura 78: Diagramma di corpo libero dei link del meccanismo con le componenti di forza generate dall'azione gravitazionale.....	77
Figura 79: Andamento della coppia delle azioni gravitazionali attorno alla cerniera B_0 in funzione dell'escursione angolare del meccanismo.	79

Figura 80: Schema funzionale che rappresenta la configurazione scelta per la molla collegata al meccanismo delle gambe nel punto M sul link $B_0B_1B_2$	80
Figura 81: Estratto da catalogo in cui sono rappresentati il tipo di molla e le caratteristiche del componente selezionato [19]......	81
Figura 82: Andamenti della forza della molla e della rispettiva coppia intorno a B_0 in funzione dell'escursione angolare del meccanismo.	82
Figura 83: Immagine tratta dal CAD 3D che rappresenta l'attuatore pneumatico montato con gli accessori forcilla e cerniera.	83
Figura 84: Schema per la valutazione dell'equazione di equilibrio delle forze rispetto alla cerniera B_0 per la leg extension.	84
Figura 85: Set di pressione relativa da controllare nella camera anteriore (leg extension) in funzione dell'angolo dell'esercizio. $F_p=25$ Kgf.	85
Figura 86: Set di pressione relativa da controllare nella camera posteriore (leg curl) in funzione dell'angolo dell'esercizio. $F_p=250$ N.	86
Figura 87: Set di pressione relativa da controllare nella camera posteriore (leg curl) in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio a velocità angolare costante. $F_p=250$ N, $\omega_p=1.5$ rad/s.	86
Figura 88: Schema funzionale che rappresenta i componenti che vengono modellizzati nello studio del controllo di pressione nelle camere del cilindro pneumatico.	87
Figura 89: Schema di circuito della valvola Burkert 2/2 proporzionale estratto da catalogo [24].	89
Figura 90: Caratteristiche pneumatiche e di interfaccia della valvola Burkert 2/2 proporzionale estratte da catalogo [25].	90
Figura 91: Modello Simulink completo per lo studio del controllo della pressione nella camera anteriore del cilindro (leg extension).	91
Figura 92: Blocco per il calcolo del volume della camera e della sua derivata temporale.	91
Figura 93: Blocco della camera del cilindro per il calcolo della pressione e della temperatura assolute nella camera.	92
Figura 94: Blocco del serbatoio per il calcolo di pressione e temperatura assolute al suo interno.	92
Figura 95: Blocco del controllo che confronta set e feedback e genera il segnale di riferimento per la valvola.	93
Figura 96: Blocco dell'interfaccia della valvola in cui si impongono le saturazioni del segnale proveniente dal controllo e la dinamica del primo ordine.	93
Figura 97: Blocco che modellizza la valvola 2/2 Burkert.	94
Figura 98: Blocco per il calcolo della portata attraverso la valvola nelle condizioni di flusso sonico o subsonico.	94
Figura 99: Andamento della pressione del serbatoio confrontato con quello del set durante l'esercizio di leg curl sincrono in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio. $F_p=500$ N. $\omega_p=1.5$ rad/s. La minima differenza che si riscontra tra i due è di 0.03 bar.	95
Figura 100: Ingombri e caratteristica di portata al variare della pressione di valle del compressore Thomas Gardner 415Z estratte da catalogo [27].	96

Figura 101: Andamento temporale della pressione relativa del serbatoio durante il riempimento.	97
Figura 102: Circuito pneumatico per il sistema di controllo della pressione nelle camere degli attuatori lineari.	98
Figura 103: Confronto tra la pressione relativa di feedback calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio. LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	100
Figura 104: Confronto tra la pressione relativa di feedback calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione dell'angolo di esercizio. LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	100
Figura 105: Confronto tra la forza effettiva opposta all'utente calcolata con il modello matematico e quella di set in funzione dell'angolo dell'esercizio. LEG EXTENSION, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	101
Figura 106: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo dell'esercizio, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 147 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	102
Figura 107: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 49 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	103
Figura 108: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 1 \text{ rad/s}$	104
Figura 109: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 2.5 \text{ rad/s}$	105
Figura 110: Tensione di riferimento in uscita dal controllo in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio che arriva all'interfaccia valvola (V). LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 2.5 \text{ rad/s}$	106
Figura 111: Tensione in uscita dal PID non saturata. $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 2.5 \text{ rad/s}$	106
Figura 112: Ingrandimento su un picco della tensione di riferimento non saturata della figura 111.	107
Figura 113: Tensione di riferimento in uscita dal controllo in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio che arriva all'interfaccia valvola (V). LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 10 \text{ rad/s}$	107
Figura 114: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione dell'angolo, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG EXTENSION, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 10 \text{ rad/s}$	108
Figura 115: Confronto tra gli andamenti della pressione di feedback e della forza effettivamente opposta all'utente, in funzione del tempo di esecuzione dell'esercizio, e ricavati dal modello Simulink con i rispettivi set. LEG CURL, $F_p = 245 \text{ N}$, $\omega_p = 1.5 \text{ rad/s}$	109
Figura 116: Schema funzionale del sistema a cavo per esercitare le braccia.	110

Figura 117: Immagine estratta del CAD Solidworks in cui si vede il braccio telescopico nelle due posizioni estreme, la flangia per fissarlo al telaio superiore e la puleggia orientabile fissata al telescopico interno.....	111
Figura 118: Immagine del braccio telescopico estratta dal CAD Solidworks. Il braccio interno presenta una scanalatura in cui scorre una spina per evitarne la rotazione relativa rispetto a quello esterno. Un perno a richiamo elastico blocca il braccio interno nelle due posizioni estreme quando esse vengono raggiunte.....	111
Figura 119: Viste laterali della sedia, estratte dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vede il braccio telescopico in posizione rientrata e in posizione fuoriuscita.....	112
Figura 120: Schema funzionale del meccanismo di inclinazione e regolazione della profondità dello schienale.....	113
Figura 121: Vista isometrica del meccanismo di inclinazione e di regolazione della profondità dello schienale tratta dal CAD Solidworks separato dal resto della sedia.....	116
Figura 122: Schema funzionale del meccanismo di inclinazione dello schienale nelle due posizioni limite.	116
Figura 123: Viste laterali, ricavate dal CAD Solidworks del progetto, che mostrano lo schienale nelle due posizioni di inclinazione massima e minima. Nella figura si vedono gli altri elementi in semitrasparenza, in questo caso lo schienale è anche arretrato.	117
Figura 124: Viste laterali, ricavate dal CAD Solidworks del progetto, in cui si vede lo schienale inclinato nelle due posizioni limite.....	117
Figura 125: Viste laterali, estratte dal CAD Solidworks del progetto, che mostrano le due posizioni estreme dello schienale non inclinato e regolato in profondità.....	118
Figura 126: Schema funzionale della regolazione dell'inclinazione del piano della seduta. ...	119
Figura 127: Rappresentazione della regolazione dell'inclinazione della seduta nelle due posizioni estreme. Immagine estratta dal CAD Solidworks del progetto.	120