

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio sull'ampliamento della progettazione di un prototipo di
esoscheletro di tipo industriale



Relatori:

Chiar.mo Prof. Terenziano Raparelli

Chiar.ma Prof.ssa Gabriella Eula

Chiar.mo Prof. Luigi Mazza

Candidato:

Luca Curciullo 242603

Anno accademico 2019/2020

INDICE

1.	INTRODUZIONE	7
1.1.	CLASSIFICAZIONE ESOSCHELETRI	7
1.2.	STATO DELL'ARTE	9
1.2.1.	ESOSCHELETRI PER UTILIZZO MILITARE	9
1.2.2.	ESOSCHELETRI PER UTILIZZO MEDICO	12
1.2.3.	ESOSCHELETRI PER APPLICAZIONI DI TIPO INDUSTRIALE	14
2.	DESCRIZIONE PROTOTIPO DIMEAS DI ESOSCHELETRO DI TIPO INDUSTRIALE	20
2.1.	PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	25
2.2.	DESCRIZIONE DEGLI ELEMENTI COSTITUTIVI	29
2.2.1.	ATTUATORE PNEUMATICO	29
2.2.2.	BACK-FRAME	32
2.2.3.	LEG-LINK	39
2.2.4.	GIUNTO D'ANCA E CUSCINO	44
3.	RIPROGETTAZIONE DI ALCUNE PARTI	47
3.1.	MODIFICHE ATTUATORE PNEUMATICO	49
3.2.	MODIFICHE BACK-FRAME	51
3.3.	MODIFICHE LEG-LINK	64
3.4.	MODIFICHE GIUNTO D'ANCA E CUSCINO	66
4.	SCELTA DELL'ATTUATORE PNEUMATICO	70
4.1.	CALCOLO CORSA MINIMA	70
4.2.	CALCOLO DELLA PRESSIONE MASSIMA	73
4.3.	CONFRONTO TRA DIVERSI ATTUATORI PNEUMATICI	75
5.	RIPROGETTAZIONE BACK-FRAME	82
5.1.	CALCOLO REAZIONI VINCOLARI DELL'ATTUATORE	84
5.2.	CALCOLO REAZIONI VINCOLARI DELLA PULEGGIA	86
5.3.	VERIFICA COPPIA UTILE FORNITA DALL'ESOSCHELETRO	89
5.4.	DIMENSIONAMENTO DEI BRACCI DEL BACK-FRAME	101
5.5.	DIMENSIONAMENTO DELLA PIASTRA SUPERIORE	113
6.	CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI	124

7.

7.1.1.

INDICE DELLE FIGURE

FIGURA 1 ESOSCHELETRO LEVITATE [9]	15
FIGURA 2 ESOSCHELETRO ATOUN MODELLO Y [10]	16
FIGURA 3 (A) COMPONENTI ROBO-MATE; (B) CINEMATICA ROBO-MATE [11]	17
FIGURA 4 MODULO PARALLELOGRAMMA PASSIVO ROBO-MATE [11]	18
FIGURA 5 MODULO PARALLELOGRAMMA ATTIVO ROBO-MATE [11]	18
FIGURA 6 STRUTTURA ESOSCHELETRO MUSCLE SUIT [12]	19
FIGURA 7 SCHEMA DI FLESSIONE DEL BUSTO	20
FIGURA 8 CONFRONTO TRA CURVA SPERIMENTALE E CICLOIDALE TEORICA [13]	21
FIGURA 9 ANDAMENTO POSIZIONE, VELOCITÀ E ACCELERAZIONE ANGOLARI LEGGE CICLOIDALE [13]	22
FIGURA 10 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO ALLA ROTAZIONE ATTORNO ALL'ANCA [13]	23
FIGURA 11 ANDAMENTO COPPIE IN PRESENZA ED IN ASSENZA DI ESOSCHELETRO [13]	24
FIGURA 12 SOTTO-ASSIEMI PRINCIPALI PROTOTIPO DIMEAS	25
FIGURA 13 DISTINTA PARTI PROTOTIPO DIMEAS (PARTE POSTERIORE)	26
FIGURA 14 DISTINTA PARTI PROTOTIPO DIMEAS (PARTE ANTERIORE)	27
FIGURA 15 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DELL'INTERO SISTEMA (VISTA LATERALE)	28
FIGURA 16 (A) UTENTE IN POSIZIONE VERTICALE; (B) UTENTE IN POSIZIONE INFLESSA 1	29
FIGURA 17 SCHEMA MECCANISMO DI RINVIO [13]	31
FIGURA 18 VERIFICA GRAFICA CORSA ATTUATORE	31
FIGURA 19 VISTE ASSONOMETRICHE (FRONTALE E POSTERIORE) BACK-FRAME	33
FIGURA 20 DEFINIZIONE DEL SISTEMA DI RIFERIMENTO	33
FIGURA 21 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO ATTUATORE PNEUMATICO [13]	34
FIGURA 22 RIPARTIZIONE TENSIONE DELLE FUNI [13]	35
FIGURA 23 RIPARTIZIONE CARICHI SUI BRACCI [13]	35
FIGURA 24 POSIZIONE PULEGGIA DI RINVIO DESTRA	36
FIGURA 25 CARICHI AGENTI SULLA PULEGGIA DI RINVIO [13]	37
FIGURA 26 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO (PIANO Y-X) [13]	38
FIGURA 27 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO (PIANO Y-Z) [13];	38
FIGURA 28 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO (PIANO X-Z) [13];	39
FIGURA 29 PARTE DESTRA LEG-LINK	40
FIGURA 30 CINEMATICA LEG-LINK [13] 2	41
FIGURA 31 DIAGRAMMA CORPO LIBERO LEG-LINK (PIANO Y-X)	42
FIGURA 32 DIAGRAMMA CORPO LIBERO LEG-LINK (PIANO J-K)	43
FIGURA 33 DIAGRAMMA CORPO LIBERO LEG-LINK (PIANO I-K)	43
FIGURA 34 VISTA LATERALE GIUNTO D'ANCA;	44
FIGURA 35 VISTA FRONTALE GIUNTO D'ANCA;	45

FIGURA 36 VISTA ASSONOMETRICA CUSCINO E CINTURA	45
FIGURA 37 (A) DIAGRAMMA CORPO LIBERO GIUNTO D'ANCA (PIANO Y-Z) (B) DIAGRAMMA CORPO LIBERO GIUNTO D'ANCA (PIANO X-Z) [13]	46
FIGURA 38 RACCOLTA RIASSUNTIVA MODIFICHE APPORTATE A PROTOTIPO DIMEAS	48
FIGURA 39 MONTAGGIO CARICO SU ATTUATORE SERIE REA [14]	49
FIGURA 40 PUNTO DI APPLICAZIONE DEL CARICO SUL CILINDRO	50
FIGURA 41 VISTA ASSONOMETRICA ATTUATORE AIRWORK E COMPONENTI ACCESSORI	51
FIGURA 42 VISTA ASSONOMETRICA ANTERIORE DEL BACK-FRAME (PROTOTIPO ORIGINALE)	52
FIGURA 43 VISTA ASSONOMETRICA POSTERIORE DEL BACK-FRAME (PROTOTIPO ORIGINALE)	53
FIGURA 44 VISTA ASSONOMETRICA ANTERIORE BACK FRAME (PROTOTIPO FINALE)	54
FIGURA 45 VISTA ASSONOMETRICA POSTERIORE BACK FRAME (PROTOTIPO FINALE)	55
FIGURA 46 ELEMENTI COSTITUTIVI PIASTRA DI APPOGGIO SUPERIORE BACK-FRAME	56
FIGURA 47 ELEMENTI COSTITUTIVI PIASTRA DI AGGANCIO SPALLACCI BACK-FRAME	56
FIGURA 48 POSIZIONE PULEGGIA DI RINVIO DESTRA	57
FIGURA 49 DIAGRAMMA CORPO LIBERO PULEGGIA DI RINVIO	58
FIGURA 50 DIAGRAMMA CORPO LIBERO ATTUATORE (PROTOTIPO ORIGINALE)	59
FIGURA 51 DIAGRAMMA CORPO LIBERO ATTUATORE AIRWORK (PROTOTIPO FINALE)	59
FIGURA 52 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO BACK-FRAME (PROTOTIPO ORIGINALE)	60
FIGURA 53 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO BACK-FRAME PIANO I-J (PROTOTIPO FINALE)	61
FIGURA 54 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO BACK-FRAME PIANO X-Z (PROTOTIPO ORIGINALE)	62
FIGURA 55 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO BACK-FRAME PIANO P-R (PROTOTIPO FINALE)	62
FIGURA 56 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO BACK-FRAME PIANO Y-Z (PROTOTIPO ORIGINALE)	63
FIGURA 57 DIAGRAMMA CORPO LIBERO BRACCIO DESTRO PIANO Q-R (PROTOTIPO FINALE)	63
FIGURA 58 RAFFIGURAZIONE E MONTAGGIO ELEMENTI COSTITUTIVI LEG-LINK PARTE DESTRA (PROTOTIPO ORIGINALE)	65
FIGURA 59 RAFFIGURAZIONE E MONTAGGIO ELEMENTI COSTITUTIVI LEG-LINK PARTE DESTRA (PROTOTIPO FINALE)	65
FIGURA 60 RAFFIGURAZIONE E MONTAGGIO ELEMENTI COSTITUTIVI CUSCINO E GIUNTO D'ANCA (PRIMO PROTOTIPO)	66
FIGURA 61 RAFFIGURAZIONE E MONTAGGIO ELEMENTI COSTITUTIVI GIUNTO D'ANCA E CUSCINO (PROTOTIPO FINALE)	67
FIGURA 62 BLOCCAGGIO CUSCINETTO SECONDO CATALOGO [15]	68
FIGURA 63 DIAGRAMMI CORPO LIBERO GIUNTO D'ANCA (PIANI Z-Y E Z-X)	69
FIGURA 64 SISTEMA DI RINVIO	71
FIGURA 65 VALUTAZIONE CORSA ATTUATORE AIRWORK	72
FIGURA 66 BRACCIO DELLA FORZA CONSIDERATO NEL CALCOLO DELLA COPPIA DELL'ESOSCHELETRO	73
FIGURA 67 DIAGRAMMA CORPO LIBERO ATTUATORE PNEUMATICO	74
FIGURA 68 FORZE E MOMENTI SU CILINDRO FESTO DCG-K [18]	76
FIGURA 69 FORZE E MOMENTI SU CILINDRO PARKER OSP-P [19]	77
FIGURA 70 FORZE E MOMENTI SU CILINDRO SMC MY1B [20]	79
FIGURA 71 FORZE E MOMENTI SU CILINDRO AIRWORK SS031 [17]	80
FIGURA 72 VISTA ASSONOMETRICA (ANTERIORE) DEL BACK-FRAME	82
FIGURA 73 VISTA ASSONOMETRICA (POSTERIORE) DEL BACK-FRAME	83
FIGURA 74 VISTA ASSONOMETRICA ATTUATORE CON ACCESSORI	84

FIGURA 75 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DELL'ATTUATORE _____	85
FIGURA 76 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DI PULEGGIA E SUPPORTO _____	87
FIGURA 77 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DELLA PULEGGIA SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE I-J-K _____	88
FIGURA 78 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DELLA PIASTRA SUPERIORE PIANO I-K _____	90
FIGURA 79 SCHEMA PER IL CALCOLO DI INCLINAZIONE E FRECCIA RELATIVE ALLA PIASTRA SUPERIORE _____	92
FIGURA 80 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DELLA PIASTRA SUPERIORE PIANO J-K _____	93
FIGURA 81 DIAGRAMMA DI CORPO DELLA PIASTRA INFERIORE PIANO J-K _____	94
FIGURA 82 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME PIANO X-Y _____	96
FIGURA 83 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DELLE CAMERE DELL'ATTUATORE _____	99
FIGURA 84 FORZE E MOMENTI SU CILINDRO AIRWORK SS031 [17] _____	99
FIGURA 85 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DELLA PIASTRA SUPERIORE SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE P-Q-R _____	101
FIGURA 86 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DELLA PIASTRA INFERIORE SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE P-Q-R _____	102
FIGURA 87 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DELLA PULEGGIA SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE P-Q-R _____	102
FIGURA 88 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DEL CARRELLO DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE P-Q-R _____	103
FIGURA 89 ROTAZIONE DEI VETTORI RELATIVI ALLE RAZIONI VINCOLARI DELLA CERNIERA DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME SUL SISTEMA DI RIFERIMENTO LOCALE P-Q-R _____	103
FIGURA 90 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME PIANO P-R _____	105
FIGURA 91 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME PIANO Q-R _____	105
FIGURA 92 BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME PIÙ SUPPORTO DELLO STESSO _____	107
FIGURA 93 CARICHI E VINCOLI APPLICATI AL MODELLO SUL SOFTWARE SOLIDWORKS _____	110
FIGURA 94 ANDAMENTO DELLA FRECCIA DI INTERESSE DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME _____	111
FIGURA 95 ANDAMENTO DELLE TENSIONI LUNGO IL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME _____	112
FIGURA 96 DIAGRAMMA CORPO LIBERO PIASTRA SUPERIORE PIANO J-K _____	114
FIGURA 97 DIAGRAMMA CORPO LIBERO PIASTRA SUPERIORE PIANO I-K _____	115
FIGURA 98 SFORZI AGENTI SULLA PRIMA CAMPATA PIANO X'-Y' _____	115
FIGURA 99 SFORZI AGENTI SULLA SECONDA CAMPATA _____	116
FIGURA 100 DIAGRAMMI DEGLI SFORZI SUL PIANO X'-Y' _____	116
FIGURA 101 SFORZI AGENTI SULLA PRIMA CAMPATA PIANO X'-Z' _____	117
FIGURA 102 SFORZI AGENTI SULLA SECONDA CAMPATA PIANO X'-Z' _____	117
FIGURA 103 DIAGRAMMI DEGLI SFORZI PIANO X'-Z' _____	118
FIGURA 104 (A) SEZIONE IN CORRISPONDENZA DEL PUNTO Q; (B) SEZIONE IN CORRISPONDENZA DEL PUNTO D _____	119
FIGURA 105 CARICHI E VINCOLI INTRODOTTI NEL MODELLO SOLIDWORKS _____	123
FIGURA 106 SPOSTAMENTI EQUIVALENTI DELLA PIASTRA _____	124
FIGURA 107 IPOTESI DELLO SCHEMA DI CONTROLLO DELL'ESOSCHELETRO _____	126

INDICE DELLE TABELLE

TABELLA 1 DATI GEOMETRICI DEL SISTEMA DI RINVIO	71
TABELLA 2 CONDIZIONI DI CARICO AMMESSE DA CILINDRO FESTO COMPACT DESIGN DCG-K PER $\varnothing = 40$ MM E $\varnothing = 50$ MM [18]	76
TABELLA 3 CONDIZIONI DI CARICO AMMESSE DA CILINDRO PARKER ORIGA SYSTEM SERIE OSP-P PER $\varnothing = 40$ MM E $\varnothing = 50$ MM [19]	77
TABELLA 4 CONDIZIONI DI CARICO AMMESSE DA CILINDRO SMC SERIE MY1B PER $\varnothing = 40$ MM [20]	78
TABELLA 5 CONDIZIONI DI CARICO AMMESSE DA CILINDRO AIR WORK SS031 PER $\varnothing = 40$ MM [17]	80
TABELLA 6 CONFRONTO TRA I CILINDRI IN ANALISI [17][18][19][20]	81
TABELLA 7 DATI GEOMETRICI DEL CILINDRO E CARICHI AGENTI	86
TABELLA 8 REAZIONI VINCOLARI SUI SUPPORTI DEL CILINDRO	86
TABELLA 9 DATI GEOMETRICI DELLA PULEGGIA E DEL SUPPORTO E CARICHI AGENTI	89
TABELLA 10 REAZIONI VINCOLARI SUL SUPPORTO DELLA PULEGGIA	89
TABELLA 11 DATI UTILIZZATI NEL CALCOLO DELLE REAZIONI VINCOLARI DELLE PIASTRE SUPERIORE ED INFERIORE	95
TABELLA 12 REAZIONI VINCOLARI RELATIVE ALLE PIASTRE SUPERIORE ED INFERIORE	95
TABELLA 13 REAZIONI VINCOLARI DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME PIANO I-J	97
TABELLA 14 FORZE E MOMENTI AGENTI SUL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME	100
TABELLA 15 REAZIONI VINCOLARI E CARICHI AGENTI SUL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME	104
TABELLA 16 DATI GEOMETRICI DEL BRACCIO DESTRO DEL BACK-FRAME	106
TABELLA 17 CARATTERISTICHE FONDAMENTALI DELLA LEGA DI ALLUMINIO 2014-T6	108
TABELLA 18 CARATTERISTICHE FONDAMENTALI DELL'ACCIAIO IN LEGA	108
TABELLA 19 REAZIONI VINCOLARI NEL PUNTO A CALCOLATE TRAMITE IL SOFTWARE SOLIDWORKS	113
TABELLA 20 CARICHI AGENTI SULLA PIASTRA	114
TABELLA 21 CARATTERISTICHE MECCANICHE LEGA DI ALLUMINIO 2014-T6	121
TABELLA 22 MODULI DI INERZIA, MODULI DI RESISTENZA A FLESSIONE E SUPERFICI DELLE SEZIONI IN Q E D	121

Abstract

La seguente tesi nasce con l'obiettivo di revisionare e completare la progettazione di un prototipo di esoscheletro per uso industriale che sostenga il busto dell'utilizzatore nella fase di flessione dello stesso, al fine di garantire maggiore confort nello svolgimento dell'attività lavorativa di quest'ultimo. Il prototipo in esame sviluppato in collaborazione col dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino è pensato per funzionare per mezzo dell'azione di un attuatore pneumatico, e tramite un sistema di funi e pulegge dovrà permettere la riduzione dello sforzo dalla muscolatura lombare e addominale nella misura del 30 %.

Nella trattazione ed in particolare nel capitolo primo si è iniziato da una generale descrizione dei sistemi meccanici esoscheletrici, definendo le tipologie esistenti e i campi di applicazione, per poi analizzare lo stato dell'arte tramite una breve illustrazione dei prototipi realizzati per ogni ambito considerato e i principali prodotti di questa tipologia presenti sul mercato.

Nel successivo capitolo è stato presentato il prototipo in esame descrivendone sommariamente le parti costituenti e come queste contribuiscano al funzionamento dello stesso. I principali componenti sono quindi stati descritti con maggior dettaglio in paragrafi dedicati nei quali si analizza la funzione, il montaggio, e la condizione di carico di ognuno di essi.

Nel capitolo terzo si presentano in maniera riassuntiva le modifiche apportate al prototipo originale. Queste sono raggruppate in base al sotto-assieme considerato, e l'analisi è basata su tre parametri principali ovvero l'assemblaggio, la corrispondenza tra progetto e realizzazione finale del prototipo originale e la possibilità di regolarlo in altezza e larghezza. La metodologia con cui sono descritte queste modifiche è basata sul confronto tra le due soluzioni, con particolare attenzione per i diagrammi di corpo libero, in modo da rendere più evidente come e dove si è intervenuto.

Nei capitoli successivi è stata trattata la fase progettuale dei principali componenti del prototipo. Partendo dalla selezione di un nuovo attuatore pneumatico che soddisfacesse le specifiche richieste in termini di ingombri, peso, pressione massima sviluppabile nelle camere, e capacità di assorbire i carichi esterni in condizioni statiche, si è proceduto con l'analisi dei diagrammi di corpo libero, li calcolo delle reazioni vincolari, la produzione dei diagrammi degli sforzi e infine col calcolo delle tensioni principali e quindi il dimensionamento per tutti i principali componenti strutturali che compongono esoscheletro.

1 Introduzione

In ambito meccanico un esoscheletro rappresenta una struttura indossabile che assista le azioni e i movimenti effettuati da chi lo indossa.

Negli ultimi decenni la ricerca ha puntato in maniera considerevole sullo sviluppo di tali meccanismi; questo è evidenziato dal fatto che gli esoscheletri hanno fatto il loro ingresso in svariati ambiti e settori, da quello militare a quello medico- riabilitativo a quello industriale e più in generale del lavoro manuale. La seguente tesi pone lo scopo di realizzare un modello di esoscheletro pneumatico partendo da un modello già in fase di progettazione ma non completo. Per tanto, il lavoro di seguito svolto, sarà principalmente improntato al completamento, e dove necessario, alla modifica del prototipo già esistente.

Prima di cominciare trattando il caso di studio risulta opportuno analizzare le varie tipologie di esoscheletri, per campo di applicazione e tipo di tecnologia utilizzata nella realizzazione, quindi verrà fornita una visione dello stato dell'arte.

1.1 Classificazione esoscheletri

Esistono varie tipologie di esoscheletri, una prima distinzione si può fare circa il sistema di generazione della forza utilizzata per assistere l'utente, abbiamo dunque:

Esoscheletri attivi

Esoscheletri passivi

I primi sono caratterizzati dalla presenza di un sistema di attuazione, il quale può essere di varia natura, le soluzioni d'attuazione principalmente adottate sono di seguito elencate e descritte.

- Motore elettrico

I motori in corrente continua sono attualmente quelli più comunemente utilizzati in robotica. Tuttavia, come unità nella struttura di esoscheletri, vengono utilizzati sistemi di propulsione a servomotori con magnete permanente. Si utilizzano due tipi di motori: motori CA sincroni e motori CC brushless.

L'utilizzo nella robotica di motori a magneti permanenti rispetto ad altri dispositivi, presenta alcuni vantaggi, il più importante tra loro include un rapporto coppia peso favorevole, elevata capacità di sovraccarico e capacità di sviluppare una coppia elevata quando l'albero del motore è fermo.

- Muscolo artificiale pneumatico

I muscoli artificiali di McKibben sono un esempio di tecnologia atta a simulare la meccanica del movimento degli arti. Questi dispositivi, essendo alimentati da un mezzo specifico (liquido o gas), imitano i processi di contrazione e rilassamento dei muscoli, causando la formazione della corrispondente sollecitazione. Il loro principale vantaggio sta nell'elevato rapporto potenza peso e potenza volume (1 W/g e 1 W/cm^3) [1]. Un altro vantaggio dei muscoli artificiali è che essendo "attuatori morbidi", permettono di garantire un livello più elevato di sicurezza per l'utente in caso di danno strutturale dell'esoscheletro, inoltre presentano una bassa impedenza. Gli svantaggi principali di questa tecnologia, tuttavia, sono le difficoltà a controllare con precisione il lavoro muscolare, a causa della non linearità causata dalla compressibilità del fluido e la flessibilità del rivestimento. Inoltre, l'uso dell'aria compressa come mezzo di attivazione del muscolo artificiale richiede l'utilizzo di un compressore e un'unità di movimentazione dell'aria o serbatoi. Per questo motivo, la soluzione tecnologica menzionata può influenzare il peso, la stabilità e la portata dell'esoscheletro.

- Muscolo artificiale con shape memory alloy

Un'altra soluzione di attuazione è offerta dalle shape memory alloy, una ricerca in questo settore, fornisce dati promettenti circa le forze che potrebbero essere sviluppate da una singola fibra muscolare artificiale costituita da SMA, nonché sulla sua efficienza energetica. Un altro vantaggio dei materiali SMA è la capacità di controllare in modo semplice i cambiamenti nella forma delle fibre, che possono semplificare il sistema di controllo dell'esoscheletro [1]

- Attuatore pneumatico:

Gli attuatori pneumatici costituiscono una soluzione più tradizionale, essa sebbene presenti il vantaggio di avere una camera rigida, e pertanto un vantaggio in termini di controllo rispetto ai muscoli artificiali pneumatici, presenta le stesse problematiche relative alla comprimibilità dell'aria (e quindi alla precisione di lavoro), in più esso presenterà svantaggi in termini di ingombro e peso.

Gli esoscheletri di tipo passivo, invece non presentano attuatori, o componenti elettronici (trasduttori, controllori...) ma la forza necessaria all'assistenza delle azioni svolte dall'utente è sprigionata sfruttando l'elasticità dei materiali, si utilizzano a tal proposito molle di torsione fasce elastiche ecc.. I vantaggi offerti da questa tipologia stanno nella leggerezza, economicità, semplicità di riprogettazione.

Una seconda classificazione può essere effettuata sulla base della parte del corpo al quale l'esoscheletro fornisce assistenza, infatti troviamo:

Esoscheletri per la parte inferiore del corpo;

Esoscheletri per la parte superiore del corpo;

Esoscheletri total body.

1.2 Stato dell'arte

Le prime ricerche sugli esoscheletri risalgono all'inizio degli anni '60 nel secolo scorso con un progetto intrapreso dal Dipartimento della Difesa degli Stati Uniti Stati d'America, allo scopo di produrre un'armatura che potenziasse la forza dell'utente. Tale progetto dovette scontrarsi con i limiti tecnologici in termini di sensori, strutture e attuatori ottenendo sistemi troppo pesanti e inefficienti. Nello stesso periodo inoltre ebbero inizio gli studi sul muscolo artificiale pneumatico (PAM) [1], che portò, anche grazie alla collaborazione di Bridgestone, un importante contributo allo sviluppo di tali macchine. Negli anni gli esoscheletri sono stati adottati in vari settori tra cui emergono quello militare, biomedico ed infine industriale.

1.2.1 Esoscheletri per utilizzo militare

L'ambito militare è stato quello in cui si sono mossi i primi passi nella realizzazione di esoscheletri, come detto precedentemente lo scopo di tali macchine è il potenziamento della forza e della resistenza dei soldati, rendendoli in grado di trasportare elevati carichi, camminare per lunghe distanze e soccorrere gli alleati feriti approfondendo il minimo sforzo metabolico dell'utente. Come accennato sopra le prime ricerche nel settore degli esoscheletri risalgono agli anni sessanta quando il Dipartimento della Difesa degli Stati Uniti espresse interesse per lo sviluppo di un amplificatore umano, che permettesse ai soldati di trasportare carichi pesanti con minore consumo metabolico. Il risultato di tale esigenza fu

fornito da General Electric che tra il 1960 e il 1971 sviluppò e testò, in collaborazione con le Forze Armate americane, un prototipo di un sistema master-slave chiamato Hardiman. Tale esoscheletro (considerato il primo effettivo prototipo di esoscheletro) si basa su un sistema master-slave il quale è costituito da due strutture diverse (o su due livelli) una esterna (slave) e una interna (master), quest'ultima aveva la funzione di ricevere il comando direttamente dall'utente e rimandarlo allo "slave" [2]. Tuttavia l'eccessivo peso e ingombro dell'esoscheletro unitamente ad una risposta lenta del sistema al comando, dovuta alla struttura a più livelli, determinarono l'insuccesso di tale progetto. Negli ultimi dieci anni i centri di ricerca di Stati Uniti, Cina, Canada, Corea del Sud, Gran Bretagna, Russia, Australia e altri ancora, hanno portato avanti ricerche in questo settore che pertanto risulta in costate espansione. Sebbene gli esoscheletri di questa categoria non siano oggetto del nostro studio ne verranno comunque riportati alcuni esempi al fine di rendere l'idea della varietà di soluzioni oggi esistenti

- Esoscheletro Marine Mojo

Sebbene l'incremento delle potenzialità fisiche dell'utente nella maggior parte dei casi sia garantita da un sistema di attuazione, sono reperibili anche in questo settore esoscheletri di tipo passivo, questo è il caso del Marine Mojo della società Twenty Knots Plus. Tale esoscheletro è stato realizzato allo scopo di assorbire in parte gli urti alle ginocchia, subiti dai militari durante la navigazione con piccole imbarcazioni veloci (riducendone l'intensità fino al 25 % [3]), che altrimenti se protratti per lungo tempo possono provocare affaticamento o infortuni.

Le caratteristiche che contraddistinguono il Marine Mojo sono la leggerezza (circa 1 kg) e l'economicità di produzione e manutenzione (data l'assenza di motori o componenti elettroniche).

- XOS 2 di Raytheon Sarcos

Come già esposto precedentemente l'obiettivo primo degli esoscheletri militari è il potenziamento delle capacità fisiche umane, non soltanto migliorando il livello di sopportazione di sforzi costanti e usuranti, ma soprattutto aumentando la potenza e la forza

sprigionabili dall'utente. A tal proposito nel 2000 è stato avviato dalla Sarcos Research, un progetto per la realizzazione di un esoscheletro che soddisfacesse tali specifiche. Il risultato di queste ricerche fornì i suoi frutti nel 2010 con la creazione dell'esoscheletro "XOS 2" che permette di aumentare la forza, l'agilità e la resistenza del soldato al suo interno. Lo "XOS 2" è azionato per mezzo di motori a combustione interna che congiuntamente a degli attuatori idraulici permette di erogare una forza di 200 kg per centimetro quadrato. Il sistema è inoltre controllato e regolato tramite un set di sensori che inviano poi segnali ai processori del computer, alloggiati nella cintura dell'esoscheletro, tramite un cavo Ethernet [4]. Sebbene tale progetto assolva correttamente allo scopo per cui è stato progettato, esso presenta alcuni limiti legati principalmente all'autonomia energetica e quindi al trasporto di carburante necessario al suo funzionamento.

- BLEEX

Nel panorama degli esoscheletri per utilizzo militare annoveriamo anche il progetto BLEEX di Berkeley, ovvero un esoscheletro autoalimentato atto ad incrementare la forza e la resistenza dell'utente che lo indossa. Costituito da due gambe antropomorfe motorizzate, un'unità di alimentazione e una struttura simile a uno zaino su cui è possibile montare una varietà di carichi, l'esoscheletro BLEEX presenta un design ergonomico oltre ad essere altamente manovrabile, meccanicamente robusto, leggero e resistente. Il sistema esoscheletrico di Berkeley fornisce a soldati, soccorritori e altro personale di emergenza, la capacità di trasportare carichi importanti come cibo, attrezzature di soccorso, rifornimenti di pronto soccorso, attrezzature per le comunicazioni e armi con il minimo sforzo su qualsiasi tipo di terreno per lunghi periodi di tempo. Tale progetto sfrutta il connubio tra intelletto umano e forza della macchina, in particolare il sistema di controllo è progettato per far sì che l'esoscheletro assecondi i movimenti dell'indossatore minimizzando la forza di interazione tra i due, questo non utilizza sensori di coppia o forza, bensì tramite un controller è possibile stimare i movimenti che dovranno essere replicati[4].

- ONIX di Lockheed Martin

ONYX è un esoscheletro della parte inferiore del corpo progettato per migliorare la forza e la resistenza dei suoi utenti. Alimentato dalla tecnologia di B-TEMIA Inc., ONYX unisce rigidità e flessibilità di strutture conformi al corpo umano. I sensori riportano velocità, direzione e angolo di movimento dell'esoscheletro verso un computer di bordo ad intelligenza artificiale che guida attuatori elettromeccanici posizionati sulle ginocchia. L'esoscheletro fornisce la giusta coppia al momento giusto per favorire la flessione e l'estensione del ginocchio.

ONYX è progettato per fornire forza e resistenza ai soldati, ai lavoratori e ai primi soccorritori che svolgono compiti faticosi in ambienti difficili. Questa tecnologia garantisce:

- Aumento della forza e resistenza per trasportare carichi tassativi a distanza
- Migliore gestione e supporto per le armi pesanti
- Riduzione dei costi metabolici del trasporto per migliorare la resistenza
- Aumento della capacità di superare scale, pendenze e terreni accidentati, specialmente con carico
- Riduce lo stress sui muscoli delle gambe
- Guida l'allineamento ortopedico per distribuire uniformemente il peso e mantenere il sistema scheletrico allineato per evitare sovraccarichi e lesioni da pressione [5].

1.2.2 Esoscheletri per utilizzo medico

Negli ultimi decenni, le terapie di riabilitazione assistite da robot hanno attirato una crescente attenzione a causa dei loro vantaggi unici e delle applicazioni promettenti. Rispetto alla tradizionale terapia ripetitiva manuale, l'uso di tecnologie robotiche aiuta a migliorare le prestazioni e l'efficienza dell'allenamento terapeutico. La terapia assistita da robot può offrire trattamenti di riabilitazione ad alta intensità, di lunga durata, mirati e più economici. Inoltre, i parametri fisici e le prestazioni di allenamento dei pazienti possono essere monitorati e valutati tramite sistemi di rilevamento integrati che facilitano il miglioramento della strategia di riabilitazione. In particolare tra i dispositivi mecatronici esistenti spiccano gli esoscheletri, i quali svolgono un ruolo molto importante nella riabilitazione motoria per pazienti affetti da ictus, sclerosi multipla, ecc. o nell'offrire benefici

a pazienti che hanno perso la capacità motoria degli arti inferiori. Esistono diverse soluzioni presenti in commercio, o comunque in via di sviluppo, di seguito tratteremo alcuni esempi.

- Esoscheletro Ekso

Prodotto e distribuito dalla californiana Ekso Bionics, Ekso è un esoscheletro per disabili nato nel 2005 in ambito militare per aumentare la forza e la resistenza dei soldati americani. Azionato tramite 4 motori elettrici, alimentati a batteria e disposti all'altezza di anche e ginocchia, permette di compensare la forza mancante negli arti inferiori del paziente, questo grazie a sensori che garantiscono inoltre (controllando 500 volte al secondo il movimento del corpo) la stabilità. L'Ekso è realizzato in acciaio e carbonio, pesa circa 20 kg, sopporta un peso massimo di 100 kg ed è regolabile in altezza da 157 a 188 centimetri. Attualmente viene utilizzato in molti centri di riabilitazione motoria italiani, alcuni di questi si trovano in Liguria, Lombardia, Toscana, Lazio, Umbria e Puglia.

- Lokomat di Hocoma

Tra i numerosi dispositivi di allenamento dell'andatura usati in tutto il mondo, il Lokomat (Hocoma AG, Volketswil, Svizzera) è tra i più ampiamente adottati, tanto da essere utilizzato da oltre 130 centri di riabilitazioni in tutto il mondo, per curare i pazienti affetti da ictus, lesioni al midollo spinale, trauma cranico e sclerosi multipla.

Questo sistema è costituito da un tapis roulant, un sistema di scarico dinamico e due leggeri attuatori robotici che si attaccano alle gambe del soggetto. Le articolazioni dell'anca e del ginocchio sono azionate da piccoli motori a corrente continua e assemblaggi lineari a ricircolo di sfere. Le traiettorie cinematiche del Lokomat sono completamente programmabili e sono regolate in base al passo di ciascun individuo. L'intero dispositivo risiede su un grande parallelogramma controbilanciato

da una molla passiva. Il precarico di quest'ultima è regolato in modo da compensare il peso del Lokomat limitando le forze esterne verso l'alto o verso il basso sul soggetto durante l'allenamento. Un sistema di analisi del movimento attivo Codamotion (Charnwood Dynamics LTD, Rothley Leicestershire, Regno Unito) è stato utilizzato per tracciare anche il movimento del bacino e delle gambe del soggetto unitamente al bacino, la coscia e il gambo

del Lokomat. I marker sono raggruppati in gruppi di quattro e posizionati sulla superficie anteriore di ciascun segmento dell'arto. Marker per il bacino Lokomat, così come per la coscia sinistra e destra sono fissati direttamente alle coperture rigide di plastica. Le estensioni di plastica, saldamente attaccate ai gambi di Lokomat, forniscono una superficie più ampia per attaccare i gruppi di marcatori ai gambi. Per tracciare il movimento degli arti dei soggetti all'interno del Lokomat, i cluster di marcatori personalizzati sono stati progettati in modo tale che gli elementi che fissano il soggetto al Lokomat non interferiscano con il posizionamento dei marker. Per fare ciò basi di plastica rigida con sottili sottofondi in schiuma sono state fatte scivolare sotto tali elementi di collegamento con la gamba del Lokomat, quindi fissate sulle gambe del soggetto usando cinghie a strappo, infine i marker sono connessi alle basi in plastica tramite ganci e cinghie ad anello. La telecamera Codamotion è stata posizionata a circa 1 m davanti al Lokomat garantendo un tracciamento dei marker con precisione di 1 mm (basata su test di fabbrica) [6].

1.2.3 Esoscheletri per applicazioni di tipo industriale

Con l'avvento dell'industria 4.0 si pone l'obiettivo di sviluppare ed evolvere la collaborazione uomo-macchina in settori come l'ingegneria biomedica, la produzione manifatturiera e il mondo consumer. Alla base di tale trend vi è la necessità di sostituire o affiancare l'uomo in modo da ottenere un miglioramento nella qualità del prodotto oltre che nella velocità e flessibilità della produzione con il conseguente aumento di produttività e competitività delle aziende. Un ulteriore effetto dell'introduzione di macchinari in appoggio all'attività umana influenza significativamente anche la qualità del lavoro oltre che quella del prodotto. Infatti, alcune operazioni compiute dagli operatori industriali ripetitivamente e per periodi prolungati di tempo, possono portare allo sviluppo di disagi di tipo psico-fisico. I disturbi muscoloscheletrici legati al lavoro, influenzano una considerevole percentuale della popolazione attiva. Di tutti questi disturbi il 30% si trova nella regione lombare (Eurostat, 2010). Il dolore lombare si traduce spesso in congedo per malattia e disabilità, e quindi, rappresenta un grosso onere per l'individuo e la società [7]. Lo sviluppo del dolore lombare legato al lavoro è stato correlato a diversi fattori di rischio, tra cui il sollevamento e il trasporto di carichi e l'adozione di improprie posture del corpo come la flessione e la

rotazione del tronco. Per questi motivi si ritiene necessario l'introduzione di tecnologie capaci di rendere meno faticoso per gli operatori lo svolgimento delle proprie attività quotidiane. In questo ambito si annoverano appunto gli esoscheletri. Il mercato oggi presenta differenti alternative adatte allo scopo, le quali si differenziano per tecnologie costruttive e zone del corpo sostenute. Di seguito si riportano alcune tra le soluzioni reperite.

- Esoscheletro Levitate

L'esoscheletro Levitate, noto anche come Airframe, di Levitate technologies Inc. è un esoscheletro passivo leggero destinato ad alleviare lo stress di compiti statici che richiedono il mantenimento delle braccia in posizione elevata, nonché compiti che richiedono movimenti ripetitivi del braccio (Levitate Technologies, n.d.). Sul loro sito Web, Levitate Technologies spiega come il telaio di Airframe trasferisca il peso del braccio dell'utente dalla parte superiore del corpo (spalle, collo e schiena) al centro del corpo dell'utente, per fare ciò sfrutta un meccanismo costituito da molle e smorzatori, per supportare gli arti superiori del lavoratore, in modo che all'assunzione di angoli maggiori di 60° da parte del giunto della spalla in condizione sia dinamica che statica, venga offerto un supporto all'arto superiore. Le specifiche sul loro sito Web affermano che Airframe abbassa i livelli di sforzo fino all'80%, aumenta la produttività, migliora la qualità del lavoro riducendo lo stress muscolare e l'affaticamento e limita l'esposizione ai disturbi muscolo-scheletrici. Il Levitate viene indossato sulla parte superiore del corpo e presenta un'imbottitura per le spalle e dei cinturini intorno alla vita, con attacchi sulla spalla destinati alle braccia superiori [8].



Figura 1 Esoscheletro Levitate [9]

- Esoscheletro ATOUN modello Y

Concepito per il supporto della parte superiore del corpo l'ATOUN modello Y è un esoscheletro attivo per la parte superiore del corpo in particolare per la vita e la parte bassa della schiena destinato ad aiutare gli utenti durante il sollevamento e il trasporto di oggetti. Costituito da due motori di torsione AC, esso garantisce un'agevolazione nel sollevamento della parte superiore del corpo durante i movimenti di flessione tirando il busto da dietro e spingendo sulla coscia per controbilanciare la coppia, in tal modo riesce ad alleviare lo sforzo sulla vita e la parte bassa della schiena. Tale modello è caratterizzato da un peso abbastanza basso (4,5kg incluse le batterie), grazie alla struttura in fibra di carbonio e alle dimensioni ridotte. Tali caratteristiche lo rendono facile da indossare e pratico [8].



Figura 2 Esoscheletro ATOUN modello Y [10]

- Robo-Mate

Robo-Mate è un esoscheletro indossabile intelligente e intuitivo per la movimentazione manuale di carichi. Per renderlo adattabile a diversi settori e a diversi compiti, Robo-Mate è costituito da tre moduli: Modulo tronco, modulo braccio passivo, modulo braccio attivo. Il modulo tronco (Fig.2), dovrebbe ridurre le forze di compressione nella parte bassa della schiena dell'utente. L'unità attuatore, composta da un motore brushless EC90e e un driver armonico, collegano i due segmenti del sistema: segmento della coscia e segmento del busto. Il sistema fornisce la coppia di assistenza richiesta, trasmettendola al corpo applicando una pressione sulla parte superiore della gamba (segmento della coscia) e sulla parte superiore della schiena dell'utente (segmento del busto). Per aumentare la vestibilità del sistema, il modulo tronco presenta dei giunti passivi, che consentono all'utente di

muoversi liberamente. In figura 3, possiamo vedere uno schema cinematico delle diverse articolazioni.

Il modulo braccio a parallelogramma passivo (figura 4) ha lo scopo di supportare un carico non variabile. Il principale uso è quello di gestire continuamente uno strumento, ad esempio una smerigliatrice angolare, oppure di compensare il peso del braccio degli utenti in posizioni posturali scomode o faticose. Una molla è collegata a un leverismo a quattro barre, questo sistema fornisce la forza elastica risultante alla struttura a parallelogramma come forza di contrasto a quella necessaria al sollevamento. Due parallelogrammi sono collegati in serie per fornire un movimento del braccio senza restrizioni. I movimenti laterali non sono supportati e non ostacolati nel range richiesto.

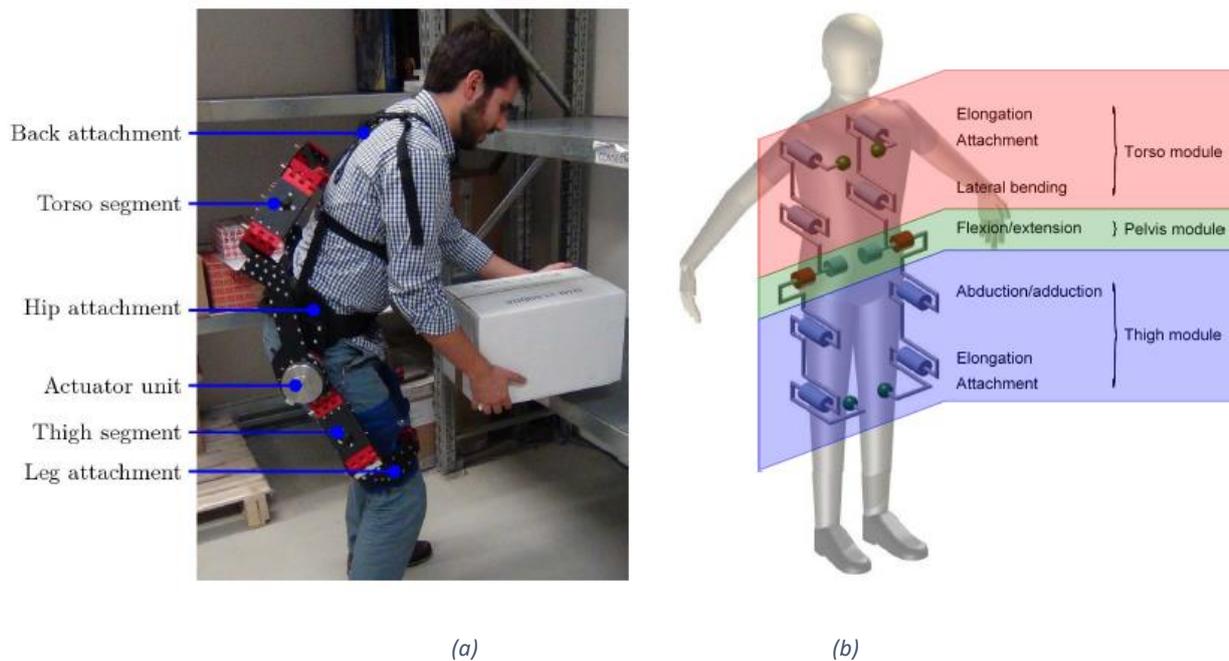


Figura 3 (a) Componenti Robo-Mate; (b) cinematica Robo-Mate [11]



Figura 4 Modulo parallelogramma passivo Robo-Mate [11]

Il modulo braccio a parallelogramma attivo (figura 5) si basa sulla struttura del passivo. Le molle sono sostituite da un singolo filo che passa attraverso entrambi i segmenti. Il parallelogramma anteriore è stato ridotto essenzialmente ad un triangolo tramite la rimozione dei lati superiore e frontale ottenendo una riduzione del peso. Un singolo motore (motore brushless EC-i40 da maxon motori in connessione con un ingranaggio a vite senza fine e mandrino) fornisce la forza di supporto del carico. Per le attività di sollevamento e posizionamento la forza viene adattata dinamicamente in base alla pressione registrata da sensori cuciti in un guanto e posizionati nel palmo della mano del lavoratore. Il parallelogramma posteriore e il triangolo anteriore (allo stesso modo del braccio passivo) sono collegati in serie garantendo un movimento del braccio senza restrizioni [11].



Figura 5 Modulo parallelogramma attivo Robo-Mate [11]

- Muscle suit

Il Muscle Suit è un esoscheletro attivo pneumatico per il supporto del tronco in modo da ridurre il carico sulla schiena da parte dell'utente che lo indossa. Il sistema di attuazione pneumatico è costituito dalla tecnologia nota come muscolo artificiale di Mc Kibben. Questa come già discusso in precedenza risulta vantaggiosa per varie motivazioni, tra cui spiccano l'elevato rapporto tra potenza e peso e potenza e volume. I quattro muscoli pneumatici costituenti il sistema di attuazione sono collocati sulla schiena dell'utente tramite un'apposita struttura di supporto, l'alimentazione con aria compressa determina l'accorciamento dell'attuatore che tramite un sistema di funi e pulegge contrasta la rotazione in avanti del busto attorno all'anca, l'equilibrio è quindi garantito da una contro coppia generata tramite contatto di un elemento rigido (para-coscia) con la coscia dell'utente [12].

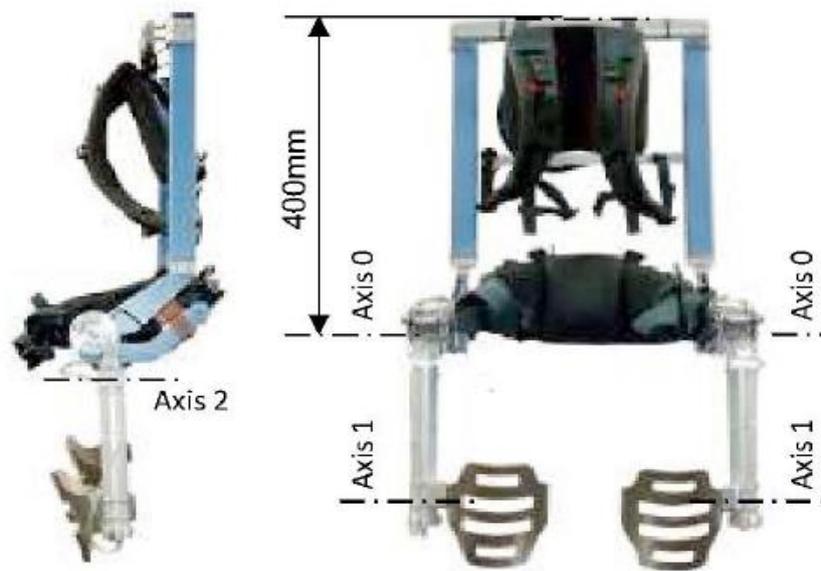


Figura 6 Struttura Esoscheletro Muscle Suit [12]

2 Descrizione prototipo DIMEAS di esoscheletro di tipo industriale

L'esoscheletro oggetto della tesi è realizzato con l'obiettivo di un utilizzo in ambito lavorativo industriale, per garantire ai lavoratori un maggior comfort nelle operazioni che richiedono l'adozione di una posizione inclinata del busto per lunghi periodi di tempo. Il sistema di attuazione che si andrà ad utilizzare è un cilindro pneumatico, che tramite un sistema di funi e pulegge permetterà di assistere l'operatore, riducendo del 30% il carico che altrimenti si andrebbe a scaricare sulla muscolatura lombare e addominale.

A tale scopo si è per prima cosa proceduto con l'analisi cinematica e dinamica nonché della geometria del prototipo.

In fase preliminare è stato condotto uno studio che evidenziasse la legge del moto più assimilabile ad un piegamento svolto da parte di un utente, in modo da avere una base di partenza per lo studio cinematico e dinamico. Dal confronto tra dati sperimentali acquisiti si è notato come l'andamento che meglio approssimava la curva sperimentale fosse quello della legge cicloidale.

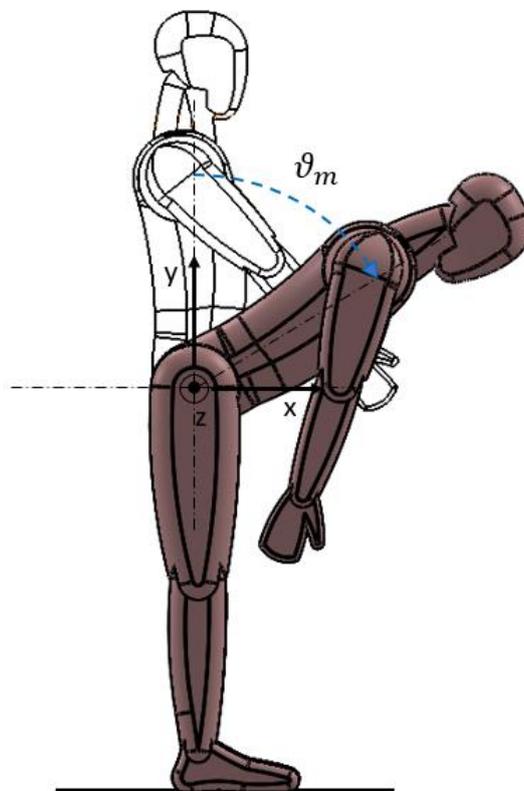


Figura 7 Schema di flessione del busto

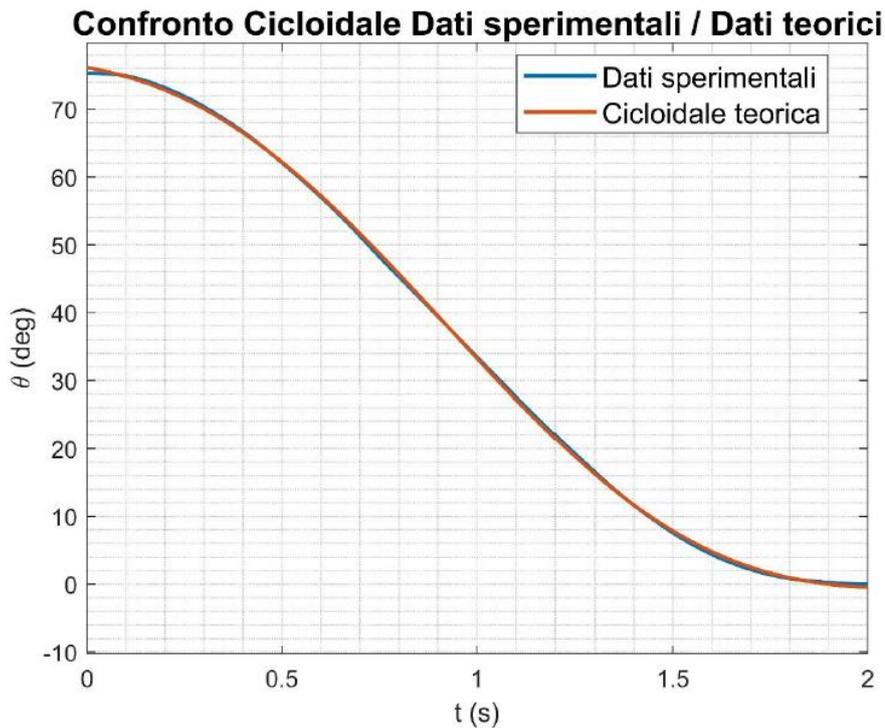


Figura 8 Confronto tra curva sperimentale e cicloidale teorica [13]

Un altro aspetto esaminato è stato quello concerne la geometria del prototipo, ed in particolare le lunghezze dei bracci che potessero adattarsi alle dimensioni del maggior numero di utenti, parametrizzando tali lunghezze in funzione dell'altezza e del peso dell'uomo basandosi su dati antropometrici relativi al 95 percentile della popolazione italiana [16]. Ne è derivato un modello di uomo di altezza pari a:

H = 185 cm;

e massa pari a:

m = 95 kg;

dall'analisi cinematica deriva quindi il seguente andamento delle curve di posizione velocità e accelerazione angolari (Figura 9).

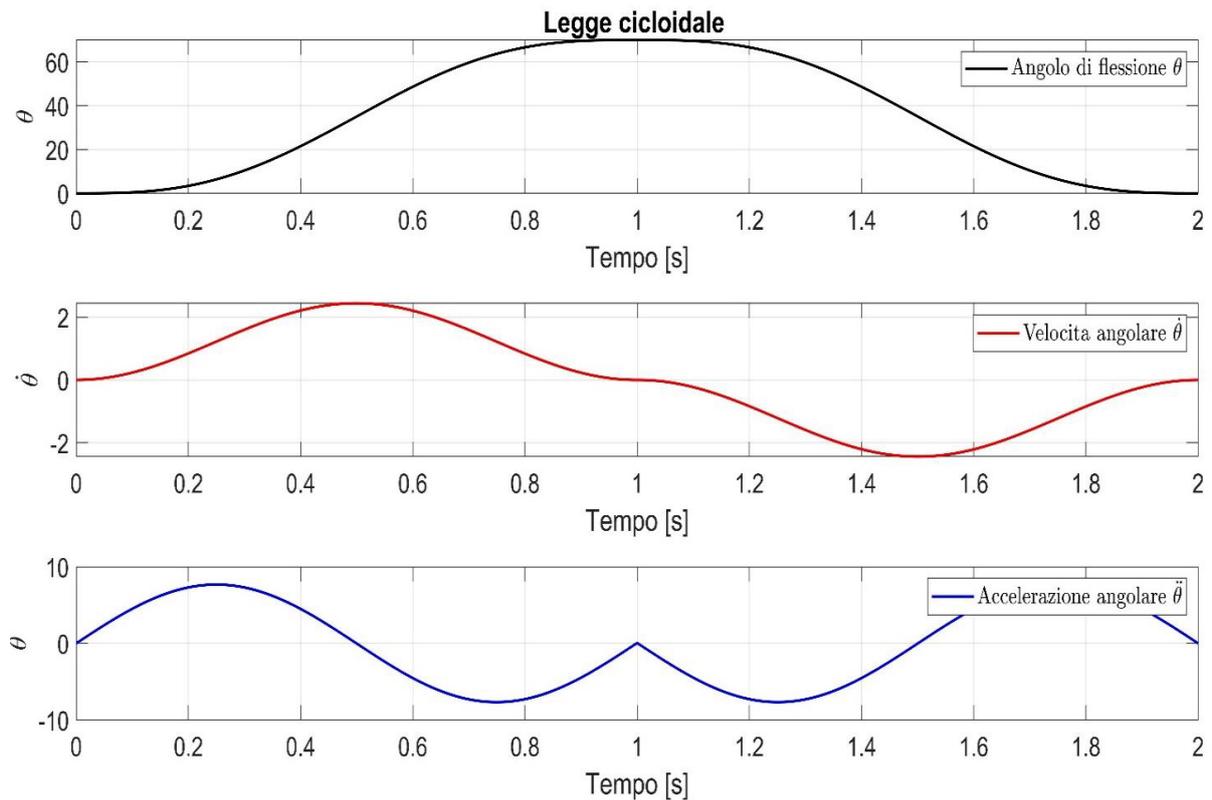


Figura 9 Andamento posizione, velocità e accelerazione angolari legge cicloidale [13]

Come si evince dai grafici l'operatore parte da fermo e inizia il piegamento con un incremento di accelerazione e velocità per raggiungere la posizione desiderata.

Prima che l'operatore termini il piegamento si ha una decelerazione e quindi un decremento della velocità così come dell'accelerazione, per arrivare in una condizione stabile in 1 secondo; l'andamento risulta ribaltato sull'asse delle ascisse per quanto riguarda la fase di risalita.

Di seguito è stata effettuata l'analisi dinamica per determinare il modulo della coppia che l'esoscheletro dovrà fornire (C_{exo}). Dal digramma di corpo libero mostrato in figura 10, definito il contributo di tutti i parametri in gioco ($I_{struttura}$, I_{uomo} , C_{corpo}), si ricava l'equazione di equilibrio alla rotazione con sistema non operante ($C_{exo}=0$).

$$C_{corpo} - (I_{uomo} + I_{struttura})\ddot{\theta} = C_{musc}$$

$I_{struttura}$ = momento di inerzia dell'esoscheletro; ¹

I_{uomo} = momento di inerzia dell'utente; ¹

C_{corpo} = coppia dovuta al peso dell'utente e della parte superiore dell'esoscheletro;

¹ I momenti di inerzia sono calcolati rispetto alla cerniera

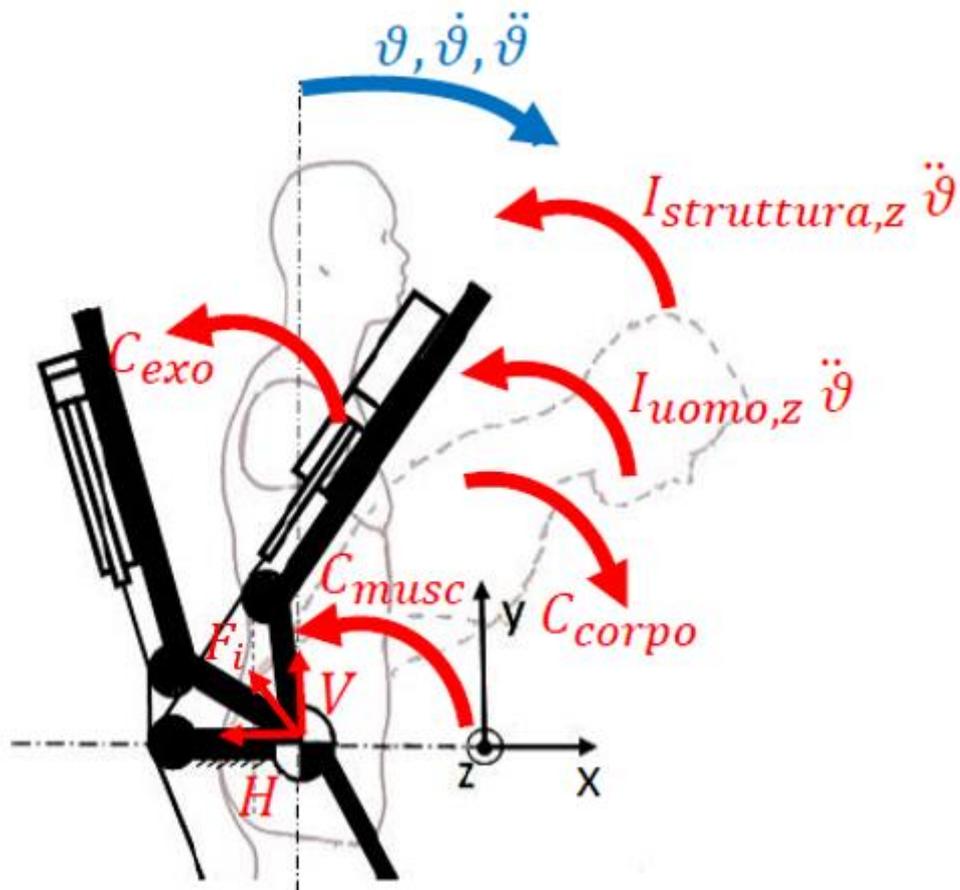


Figura 10 Diagramma di corpo libero alla rotazione attorno all'anca [13]

In per completezza in Figura 10 è riportata anche:

F_i = Risultante delle forze di inerzia;

Ricavato l'andamento della coppia muscolare (C_{musc}) di conseguenza, poiché da progetto è richiesto che l'esoscheletro assorba il 30 % della coppia muscolare, si ottiene C_{exo} in base alla formula

$$C_{exo} = 0.3 \cdot C_{musc}$$

Ottenendo così l'andamento mostrato in figura 11

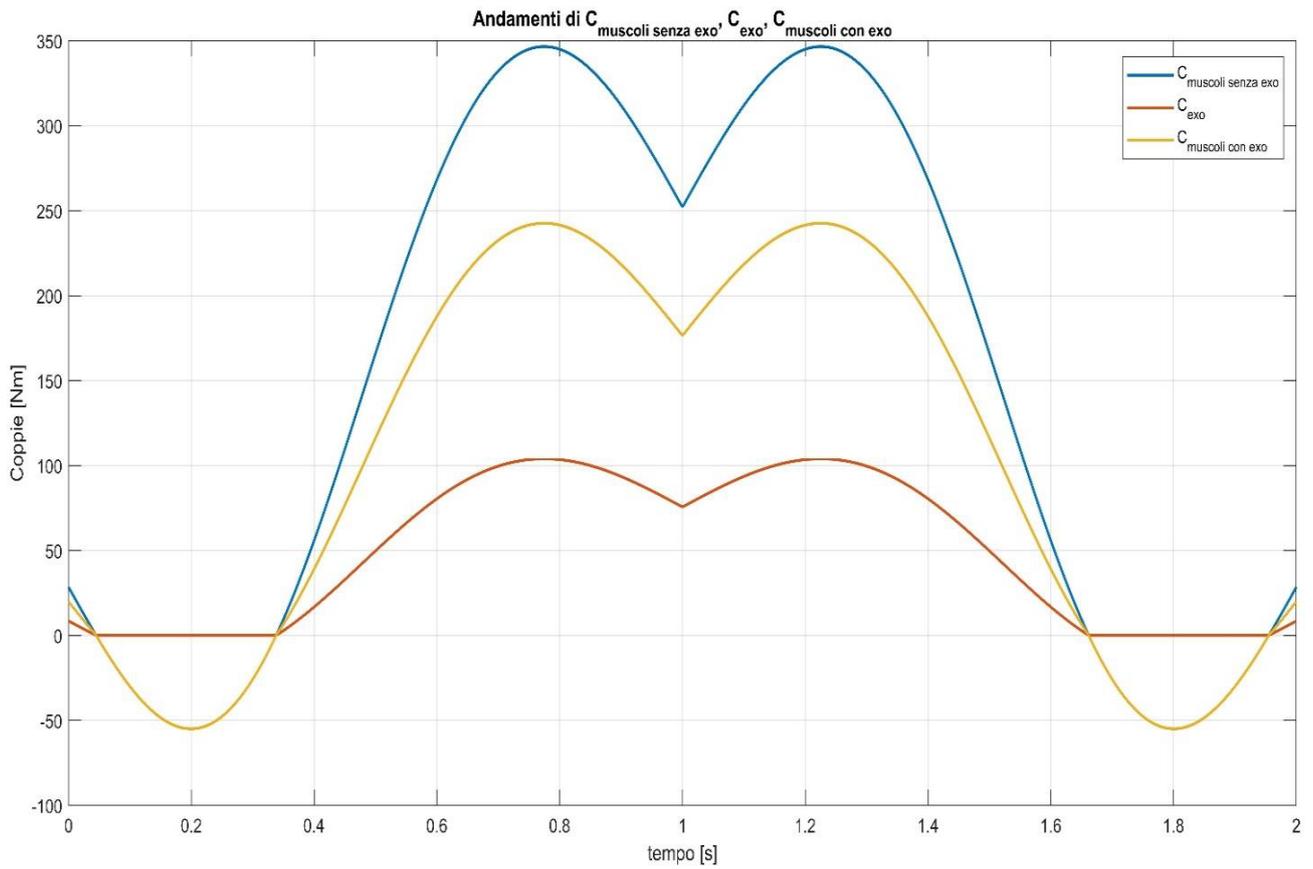


Figura 11 Andamento coppie in presenza ed in assenza di esoscheletro [13]

Da ciò si è determinato che il massimo della C_{exo} si ha per

$$\vartheta_m = 54^\circ;$$

2.1 - Principio di funzionamento

L'esoscheletro in esame, come già detto, è azionato per mezzo di un attuatore pneumatico; strutturalmente esso è costituito da tre elementi principali: back-frame, leg-link e giunto d'anca.

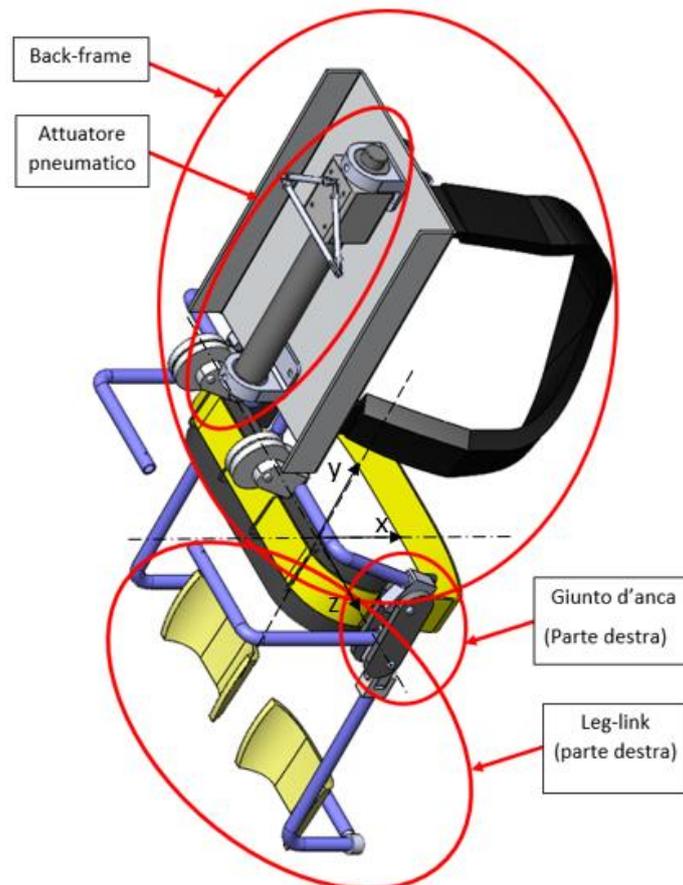


Figura 12 Sotto-assiemi principali prototipo DIMEAS

Il primo costituisce la struttura di appoggio dell'attuatore nonché di aggancio al busto dell'utilizzatore per mezzo di due spallacci. Le parti costituenti sono mostrate in Figura 12 e Figura 13, dalla quale si può notare la presenza di un attuatore, appoggiato su una piastra detta "piastra di appoggio" per mezzo di due montanti, a tale piastra saranno collegati gli spallacci e due bracci (destro e sinistro), che ne costituiscono il telaio, i quali sono poi incernierati al giunto d'anca tramite due cerniere ("cerniera back-frame"). Sempre ai bracci sono collegate due pulegge di rinvio tramite un apposito supporto incastrato sui bracci tramite un elemento di bloccaggio.

Nella condizione di attuatore non operante esso potrà ruotare attorno all'anca sulla "cerniera del back-frame", in maniera quasi solidale al busto (se si trascura l'inarcamento della colonna vertebrale

durante il piegamento). La presenza delle due pulegge di rinvio serve a mantenere in tensione le funi che collegano l'attuatore al leg-link (come si vede in figura 13) e per garantire il parallelismo tra i fili e l'asse del cilindro. La seconda struttura ovvero il leg-link assolve parzialmente alla funzione di scarico delle forze generate dalla pressurizzazione della camera inferiore dell'attuatore a seguito del piegamento effettuato dall'utente. Questa funzione è permessa tramite la peculiare struttura del leg-link che vincolato isostaticamente tramite due cerniere ("cerniera leg-link") all'altezza dell'anca e due "carrelli" costituiti dai "para-coscia", permetterà l'ancoraggio delle funi collegate al pistone (tramite la piastra a "V") e quindi dell'intero back-frame sostenendo così l'utente.

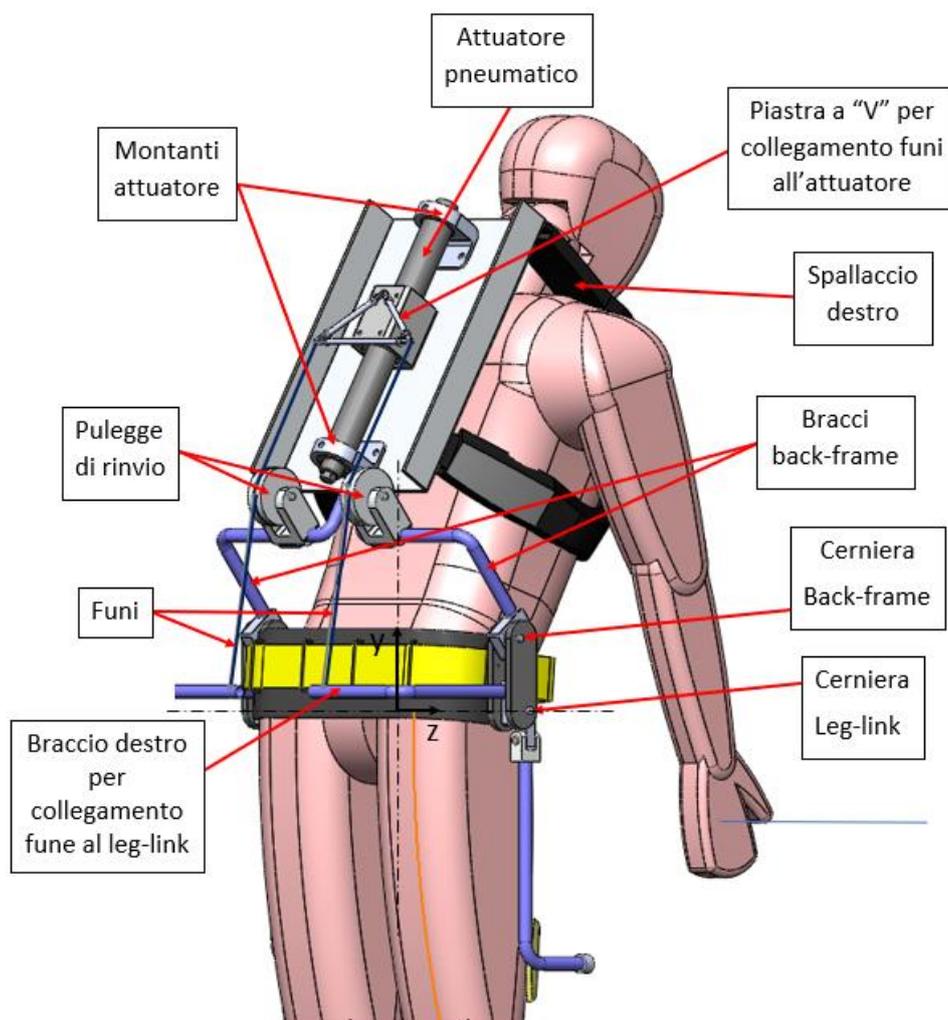


Figura 13 Distinta parti prototipo DIMEAS (parte posteriore)

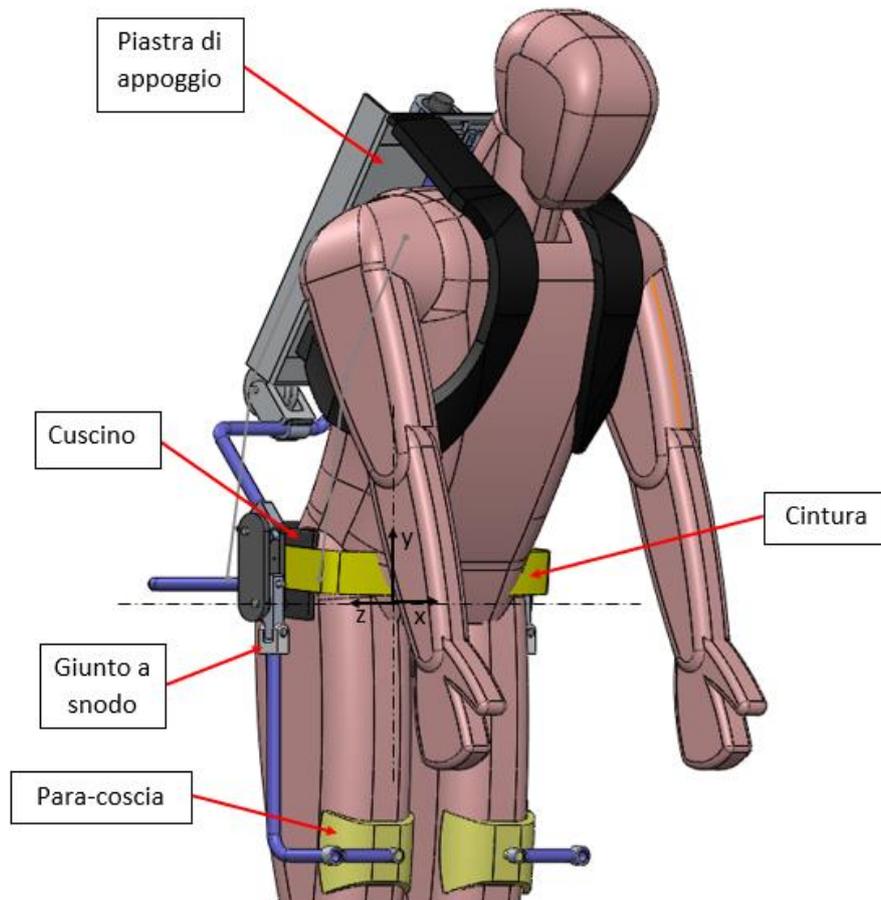


Figura 14 Distinta parti prototipo DIMEAS (parte anteriore)

Come si evince da quanto detto finora, sia il leg-link che il back-frame sono connessi tramite due cerniere per ogni elemento ad una terza struttura detta giunto d'anca. Questa è resa solidale all'anca tramite un cuscino ed una cintura che insieme ai para-coscia e agli spallacci vincolano isostaticamente l'intero esoscheletro al corpo dell'operatore come mostrato in figura 15.

Proviamo a questo punto a riassumere il funzionamento complessivo dell'esoscheletro. A tal proposito distingueremo due fasi, la prima in cui troviamo l'utente in posizione verticale, mentre la seconda in cui l'utente si trova col busto flesso in avanti.

Nella prima fase come si può vedere in Figura 16² avremo il pistone nel punto morto superiore; in questa fase il sistema non lavora e le camere non sono pressurizzate (se si trascura la pressione necessaria a mantenere il pistone in posizione). Nella seconda fase invece a seguito della flessione del busto si avrà un abbassamento del pistone (essendo il filo inestensibile) e, per garantire il

² L'origine dei sistemi di riferimento in figura andrebbe a coincidere con il punto F tuttavia risultano traslati orizzontalmente per maggiore chiarezza dell'immagine.

sostegno richiesto, la pressurizzazione della camera inferiore. Questo fa sì che la fune connessa al leg-link venga tesa sviluppando una tensione pari a

$$T_{filo} = p_1 \cdot S$$

p_1 = pressione camera inferiore.

S = superficie del pistone.

La tensione della fune genera una coppia attorno alla cerniera del back-frame pari a:

$$C_{exo} = T_{filo} \cdot b_T$$

Equilibrata dalla reazione vincolare del corpo sugli spallacci.

Infine, l'ancoraggio della fune sul leg-link produce una coppia attorno alla cerniera dello stesso controbilanciata dalla reazione della coscia sul para-coscia. L'equilibrio delle forze è invece garantito dalle reazioni vincolari dovute al contatto tra bacino e cuscino.

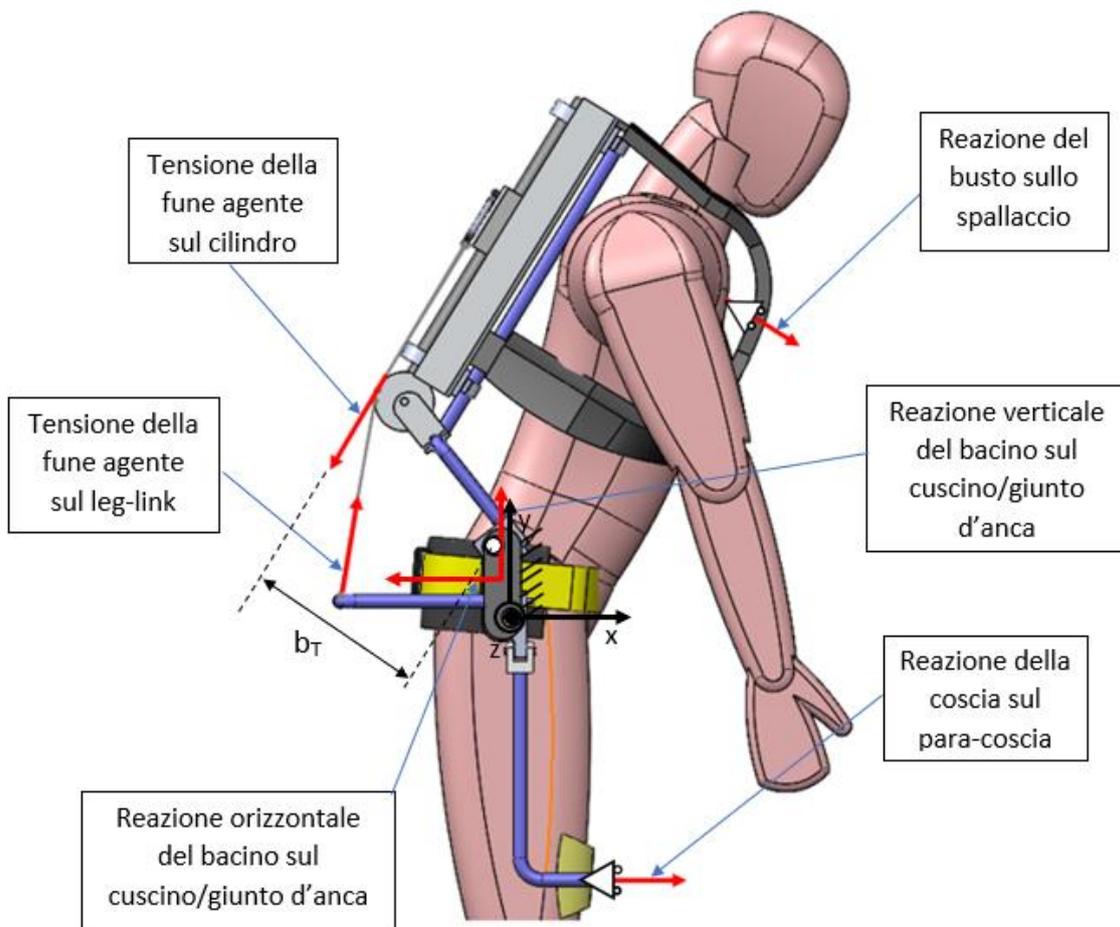


Figura 15 Diagramma di corpo libero dell'intero sistema (vista laterale)

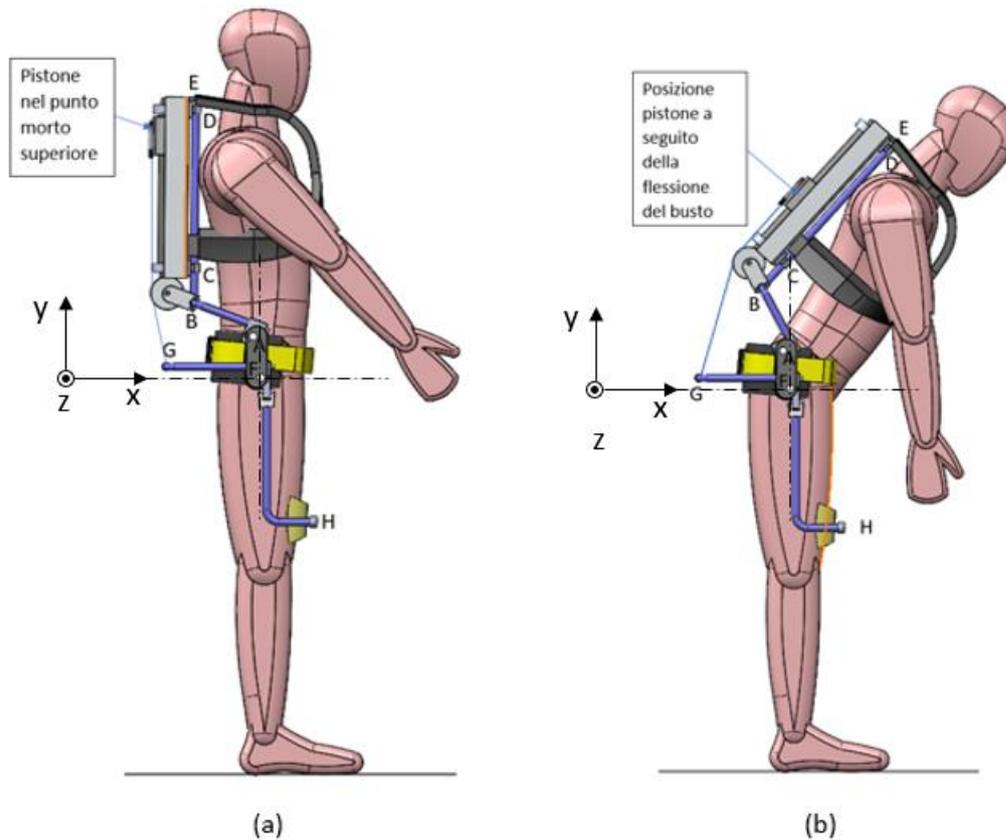


Figura 16 (a) Utente in posizione verticale; (b) utente in posizione inflessa ¹

2.2 Descrizione degli elementi costitutivi

Compreso il funzionamento generale di seguito si provvederà a descrivere nel dettaglio i singoli elementi che costituiscono il prototipo in esame, mostrando la realizzazione costruttiva, la cinematica e i diagrammi di corpo libero relativi ad ognuno di essi.

2.2.1 Attuatore pneumatico

Il cuore del prototipo in esame è costituito dal sistema di attuazione, pertanto questo verrà descritto come primo elemento.

Il sistema di attuazione designato è appunto di tipo pneumatico costituito da un cilindro a doppio effetto senza stelo, la scelta di questa soluzione è legata alla necessità di ridurre al minimo gli ingombri e il peso del sistema. L'attuatore, al fine di assolvere correttamente alla funzione e rispettare le specifiche di progetto, dovrà essere in grado di sviluppare una forza tale da produrre all'anca una coppia del 30% di quella fornita dalla muscolatura in assenza di tale supporto.

Per poter effettuare la scelta dell'attuatore è stato necessario in prima analisi effettuare lo studio del meccanismo di rinvio tramite puleggia. Da questo infatti sono state determinate sia la corsa del pistone che la tensione massima del filo. Per quanto riguarda la tensione, può essere calcolata come

$$T_{filo_max} = \frac{C_{exo_max}}{b_T}$$

C_{exo_max} = Coppia all'anca massima richiesta all'esoscheletro;

b_T = Braccio della forza = $(l_1 + r_{pul}) \sin \rho$;

Questo risulta in una tensione massima della fune di

$$T_{filo} = 535 \text{ N}$$

e quindi in una pressione massima

$$p_{1_max} = \frac{T_{f_max}}{S_1} = 4.3 \text{ bar}$$

Per quanto riguarda il calcolo della corsa

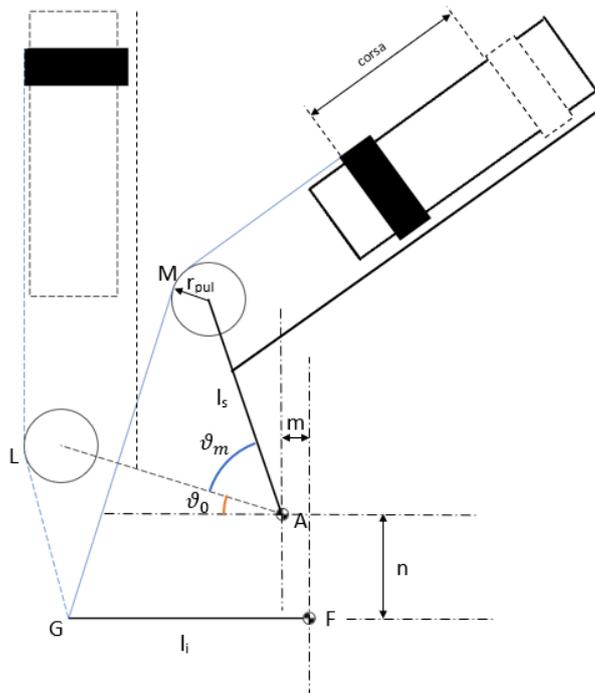


Figura 17 Schema meccanismo di rinvio [13]

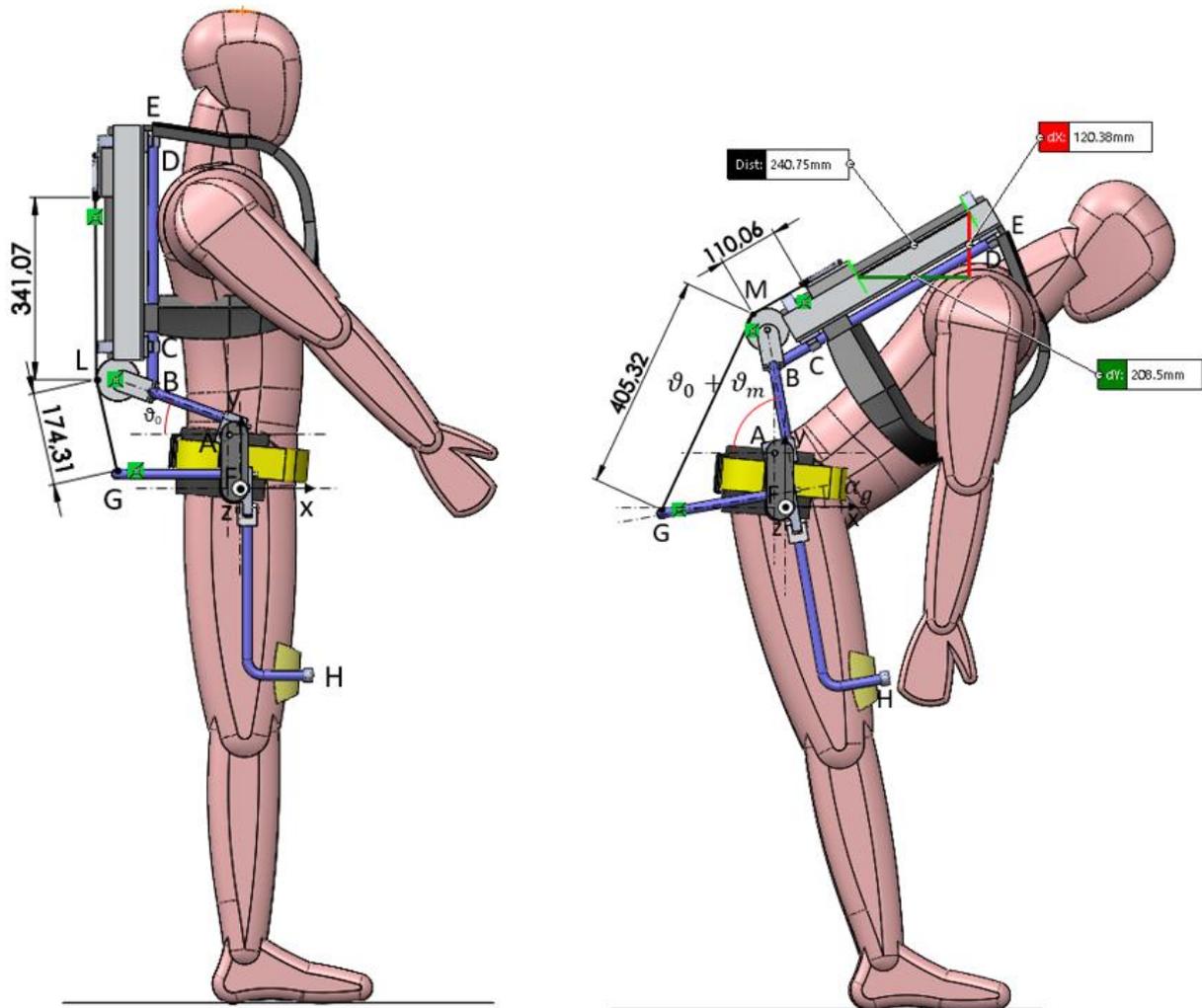


Figura 18 Verifica grafica corsa attuatore

come si evince dall'immagine di figura 18 avremo:

$$corsa = 240,75 \text{ mm}$$

Date le specifiche è stato selezionato dal catalogo di SMC il cilindro sigla *REA 50 TF – 300* con un diametro del cilindro uguale a 40 mm (corsa massima = 300 mm , pressione massima = 65 MPa);

2.2.2 Back-Frame

Il back-frame come accennato è una struttura rigida solidale al busto dell'utente. Esso è costituito, come mostrato in figura 18 da due elementi rigidi di forma tubolare (braccio destro e braccio sinistro) disposti simmetricamente rispetto al piano sagittale dell'utente. Questi costituiscono il telaio del back-frame sui quali, per mezzo di quattro elementi di attacco, verrà montata una piastra rettangolare che funge da base di aggancio per il cilindro pneumatico tramite l'utilizzo di due supporti. Gli elementi di attacco sono dimensionati in modo da garantire l'interferenza e quindi l'attrito necessario a evitare il moto relativo tra piastra e bracci.

Poiché i due bracci dovranno permettere la rotazione del busto intorno all'anca rimanendo comunque a contatto con la schiena dell'utente, sono stati vincolati per mezzo di una cerniera fissa ("cerniera back-frame"), realizzata con l'utilizzo di un cuscinetto inserito su un supporto ("supporto back-frame") e connesso al braccio tramite un alberino, al giunto d'anca, e alla schiena tramite degli spallacci montati direttamente sulla piastra. In questa maniera si riesce a vincolare isostaticamente la struttura al corpo.

Nella parte posteriore montato direttamente sul cursore del cilindro è presente un elemento chiamato piastra a "V", il quale consente l'aggancio di due funi.

Collegate al leg-link all'altro capo, le funi sono mantenute in tensione da due pulegge di rinvio montate sui bracci mobili per mezzo di due supporti e due attacchi (come quelli usati per il collegamento braccio-piastra) in modo da eliminare tutti i gradi di libertà del supporto.

Le pulegge ruotano attorno a due perni inseriti sui fori presenti nella parte terminale del supporto e bloccati tramite due anelli elastici.

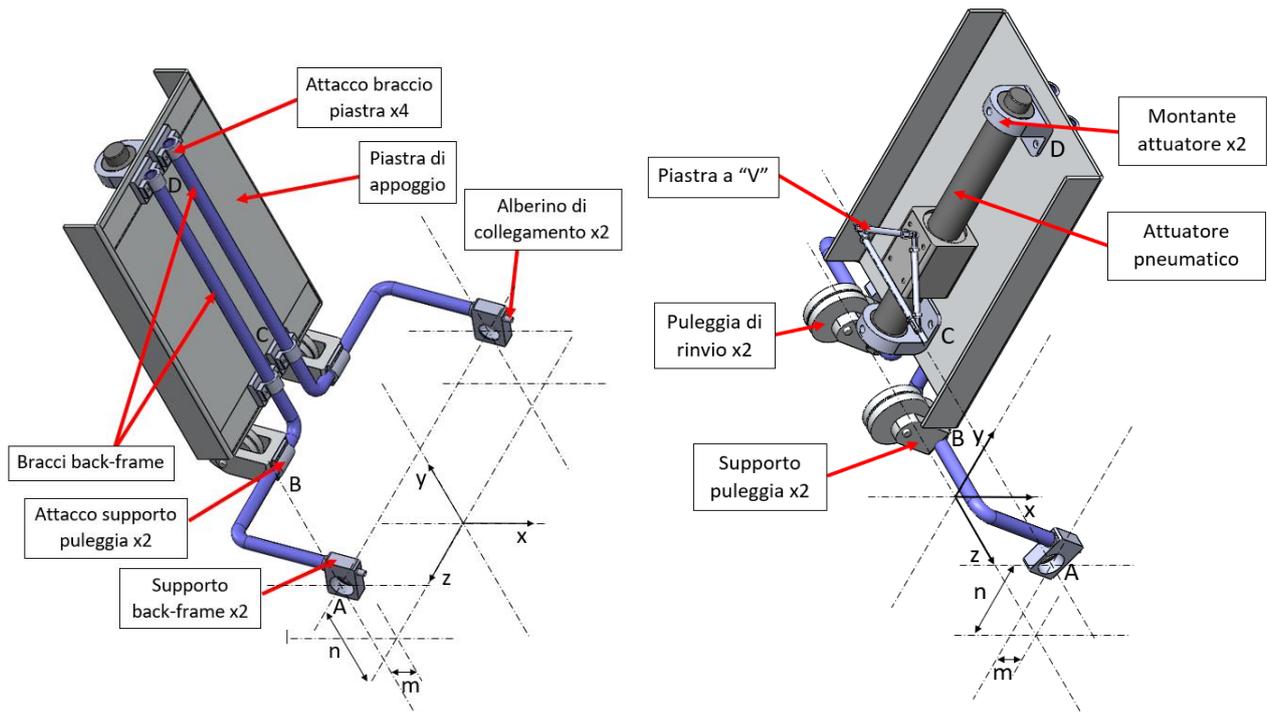


Figura 19 Viste assometriche (frontale e posteriore) back-frame³

Descritta la struttura possiamo riportare i diagrammi di corpo libero così da evidenziare come e quali carichi siano stati valutati in fase di progettazione. A tale scopo vengono di seguito riportate le viste laterale e posteriore dell'assemblato, sulla quale si possono notare i punti notevoli che ritroveremo nei successivi diagrammi, e il sistema di riferimento.

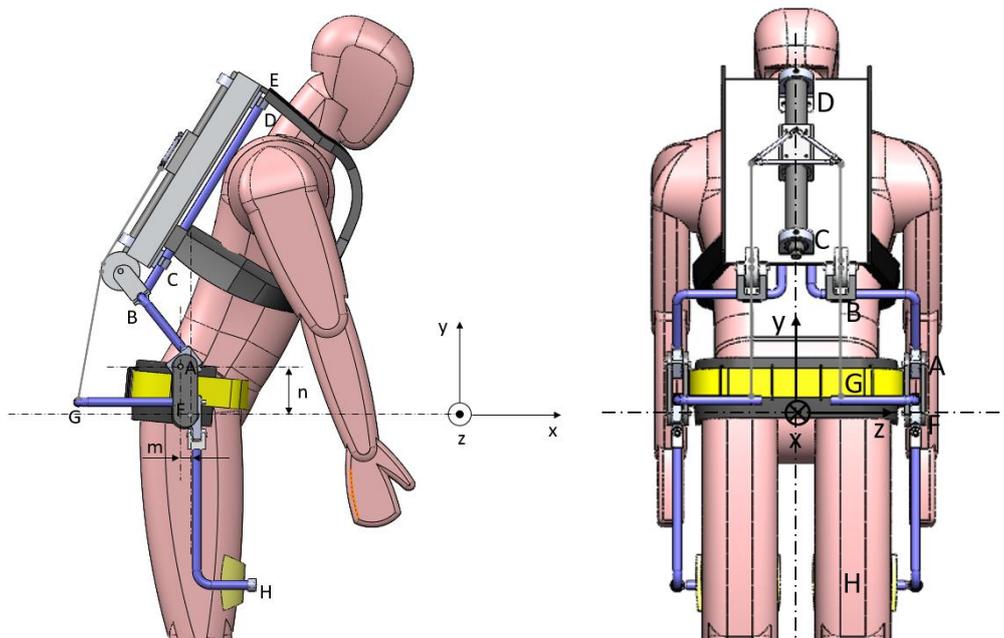


Figura 20 Definizione del sistema di riferimento

³ I sistemi di riferimento inseriti sono relativi alla configurazione con utente in posizione verticale, pertanto anche la piastra sarà disposta verticalmente

Il primo d.c.l. analizzato è quello relativo all'attuatore pneumatico. Come si vede nell'immagine sottostante, esso è vincolato alla piastra di appoggio in modo isostatico.

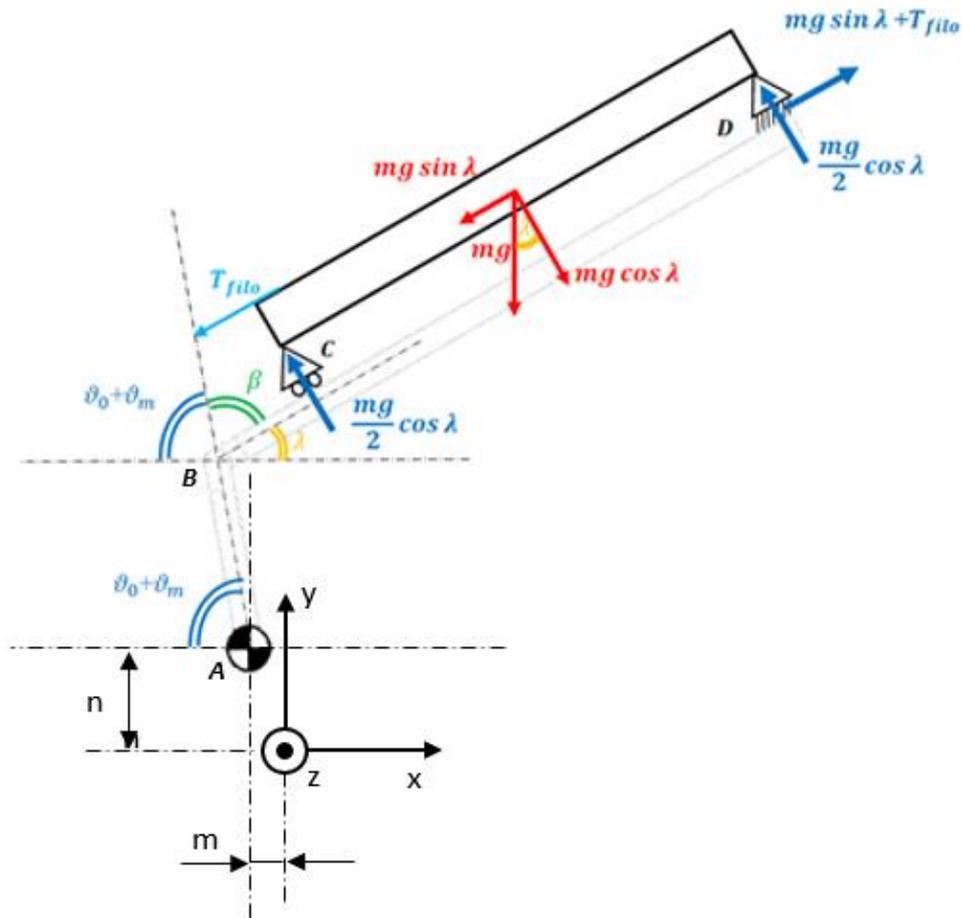


Figura 21 Diagramma di corpo libero attuatore pneumatico [13]

Nella configurazione mostrata l'esoscheletro si trova in condizioni di massima tensione del filo, pertanto massima sarà anche la coppia all'anca fornita.

Come già accennato sono previsti due cavi collegati al cursore del cilindro tramite una piastra a "V" che ne consente il distanziamento; quindi, la tensione della fune così come il peso dell'attuatore, verranno ripartiti equamente tra i due bracci come mostrato in Figura 22 e Figura 23

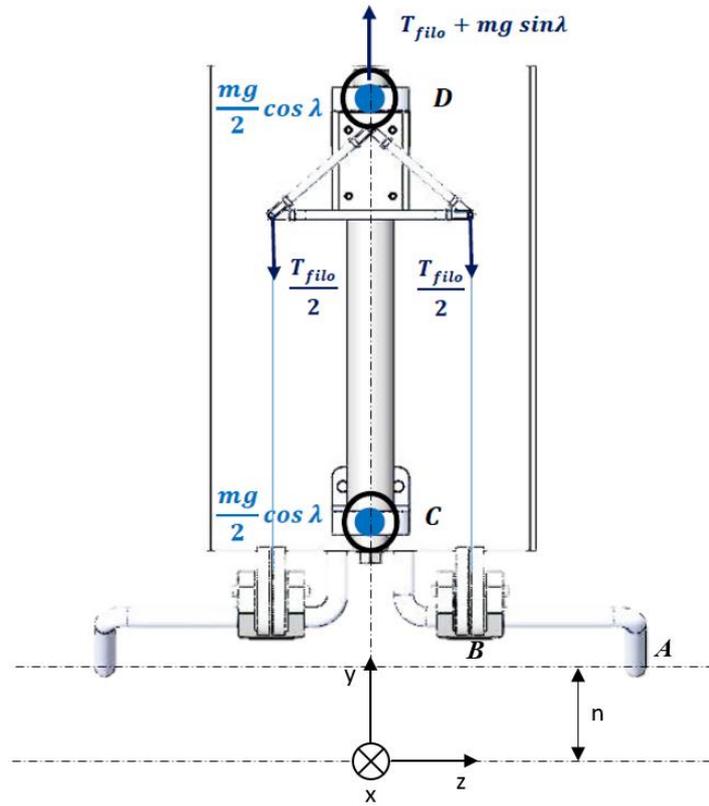


Figura 22 Ripartizione tensione delle funi [13]

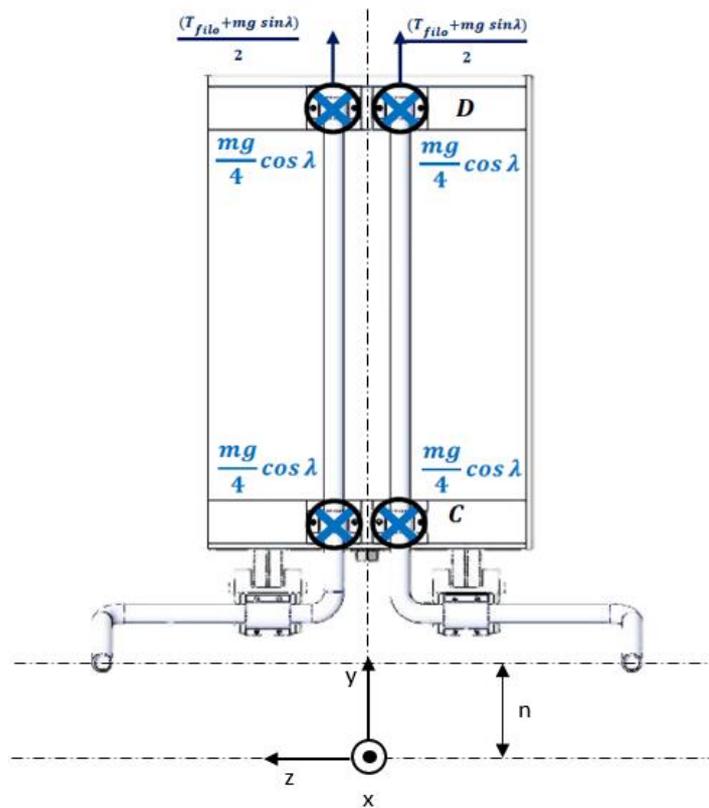


Figura 23 Ripartizione carichi sui bracci [13]

Le due pulegge di rinvio, come riportato in precedenza vengono collegate ai bracci per mezzo di due supporti e due elementi di aggancio in modo da ottenere due incastrati sui bracci del back-frame, in Figura 24 è mostrato il punto in cui viene posizionata la puleggia destra, l'incastrò in questo caso si ha nel punto B.

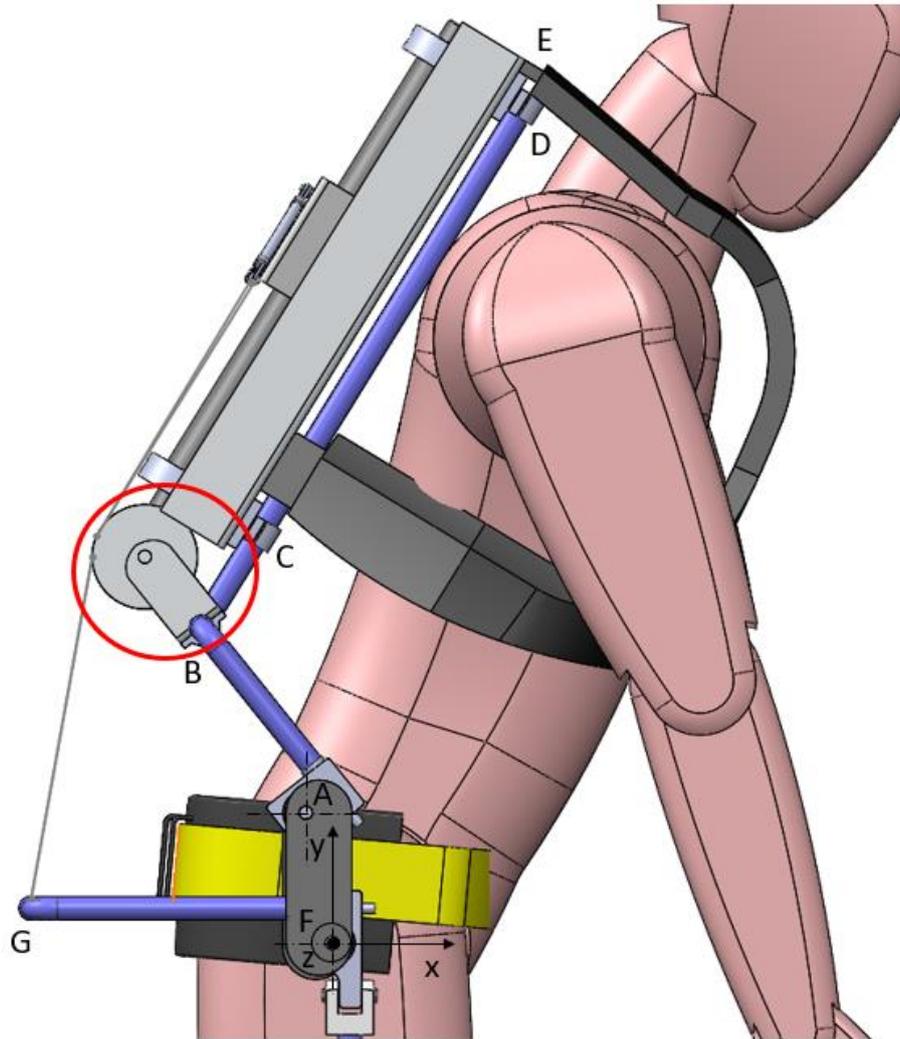


Figura 24 Posizione puleggia di rinvio destra

Di seguito invece sono mostrati i carichi a cui la puleggia è sottoposta, questo è stato fatto per determinare la reazione vincolare dell'incastrò che andrà ad agire sul braccio destro del back-frame.

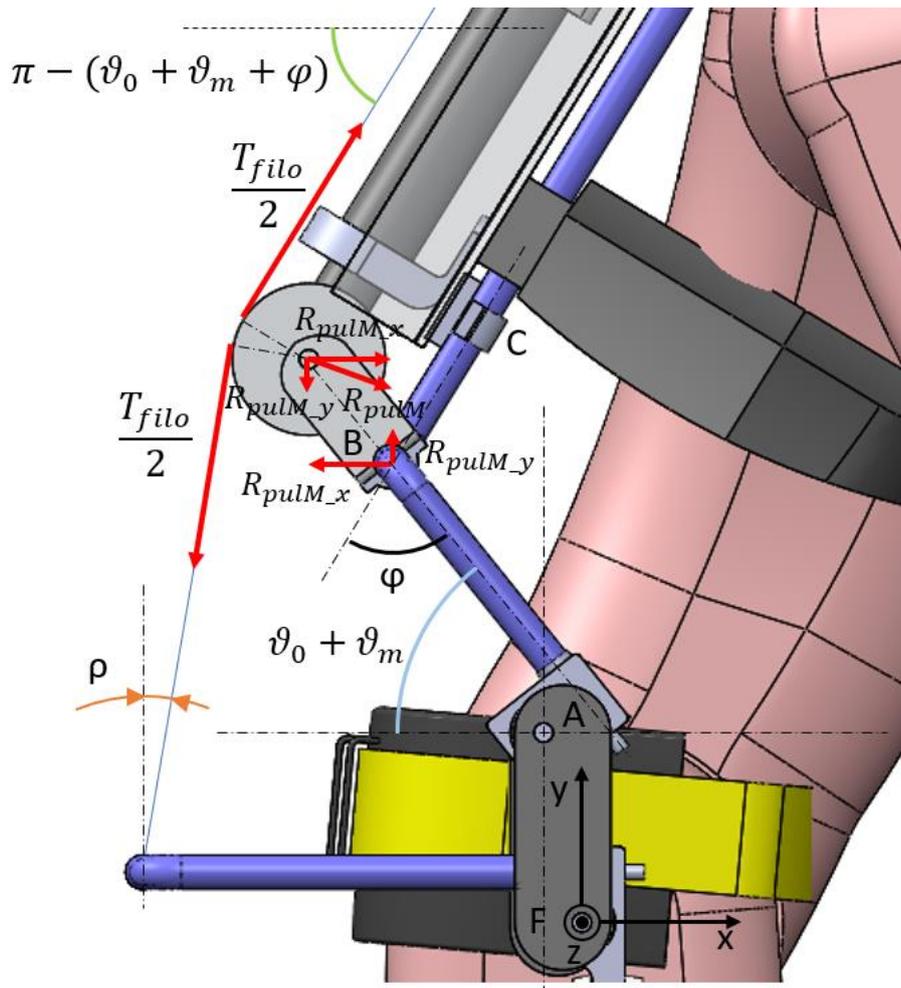


Figura 25 Carichi agenti sulla puleggia di rinvio [13]

Riportando i carichi sulla vista nel piano y-x si ottiene il diagramma di corpo libero nella condizione di massimo carico per il braccio destro del back-frame riportato di seguito.

In questo caso avremo che l'angolo di inclinazione del busto sarà uguale a ϑ_m e varrà 54° .

Si nota come i vincoli siano un carrello (costituito dagli spallacci) e una cerniera realizzata per mezzo di un cuscinetto inserito sul supporto del back-frame e collegato al braccio tramite un albero saldato sia al supporto che al braccio stesso.

Piano yx

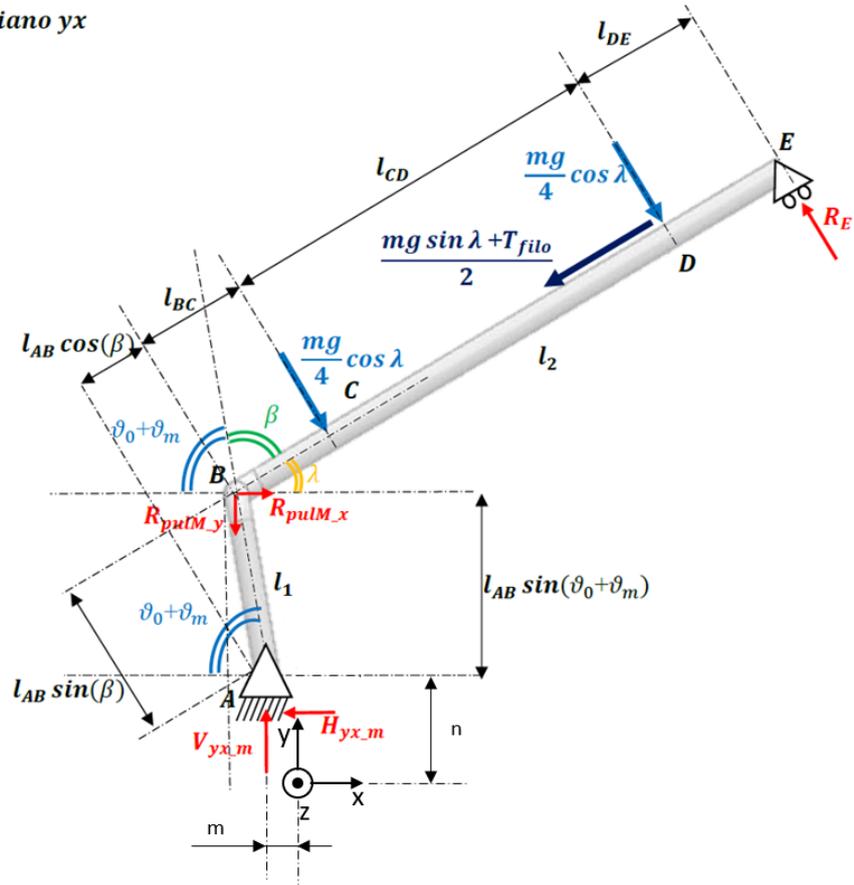


Figura 26 Diagramma di corpo libero braccio destro (piano $y-x$) [13]

I diagrammi di corpo libero per i piani $y-z$ e $x-z$ sono riportati in Figura 27 e Figura 28

Piano yz

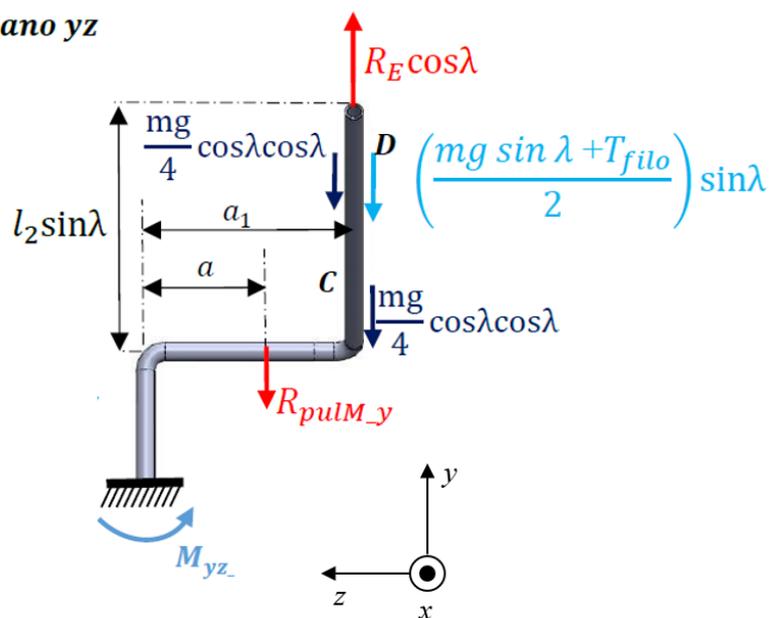


Figura 27 Diagramma di corpo libero braccio destro (piano $y-z$) [13];

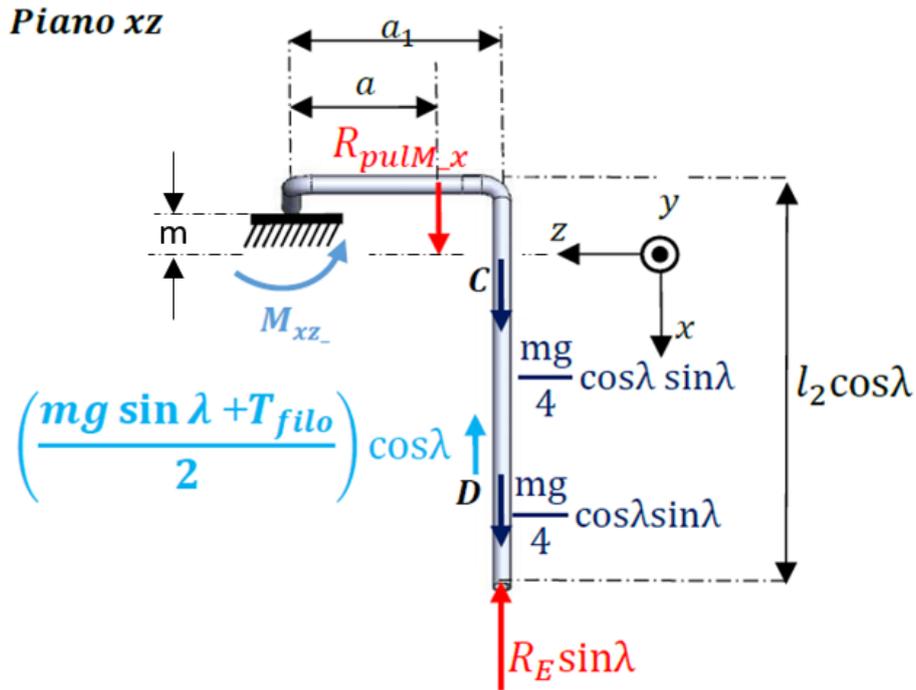


Figura 28 Diagramma di corpo libero braccio destro (piano xz) [13];

Si noti come per entrambi, i vincoli utilizzati nella schematizzazione siano degli incastri all'altezza dell'anca, così da ottenere delle strutture isostatiche; si è tuttavia trascurato il vincolo fornito dall'attacco con la piastra.

2.2.3 Leg-link

Il leg-link è la struttura che fornisce la contro reazione alla forza generata dall'attuatore e quindi alla tensione delle funi che ne deriva, esso è costituito da due parti simmetriche tra loro rispetto al piano sagittale dell'utilizzatore, ognuna delle quali è formata da tre elementi di forma tubolare che chiameremo: "braccio 1", "braccio 2" e "braccio 3".

Il braccio 1 si collega a quello che viene chiamato "supporto leg-link" per mezzo di un alberino di collegamento, che verrà saldato sia al braccio 1 che al supporto. Tale supporto in combinazione con un elemento detto giunto a snodo, garantisce il collegamento tra i bracci 1 e 2, inoltre in esso è presente una sede in cui si inserisce un cuscinetto obliquo a due corone di sfere che montato sul giunto d'anca tramite un perno costituirà uno dei due vincoli presenti (in particolare una cerniera).

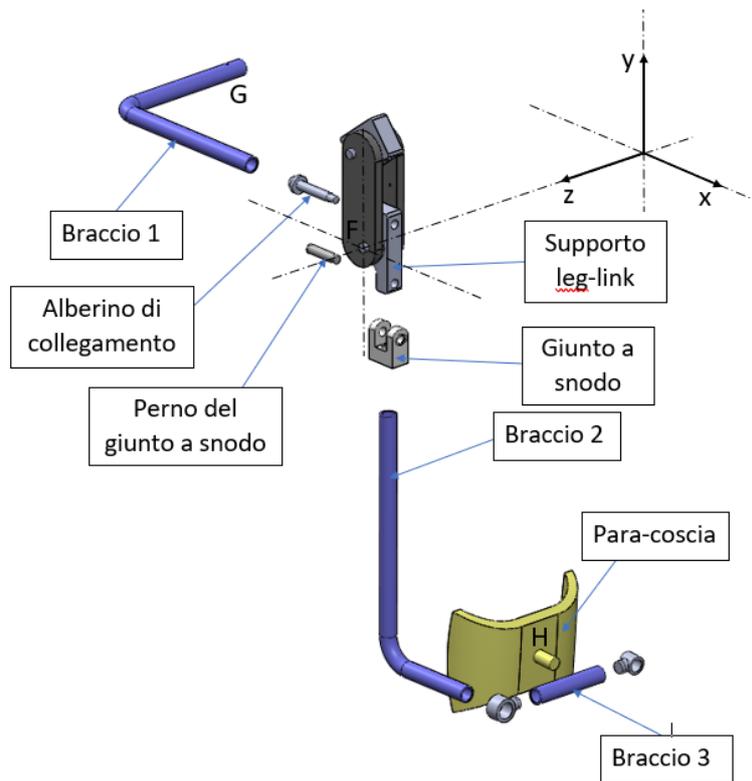


Figura 29 Parte destra leg-link⁴

All'estremità inferiore del supporto è presente un foro in cui si inserisce il perno del giunto a snodo, tale giunto assolve alla funzione di permettere il moto di adduzione/abduzione della gamba, inoltre consente il collegamento tra il supporto e il braccio 2.

Infine, all'estremità del braccio 3, è presente un "para-coscia" che, come suggerito dal nome stesso, costituisce l'elemento che andrà in battuta sulla coscia dell'utente, fornendo in tal modo il terzo grado di vincolo necessario a rendere la struttura isostatica.

Tramite i due vincoli si è fatto in modo che il leg-link non possa ruotare attorno all'anca se non in seguito ad un movimento delle gambe. Poiché l'esoscheletro funziona in fase di flessione del busto, le gambe resteranno ferme; tuttavia si è notato che a questa azione corrisponde una traslazione del bacino in direzione opposta, in modo da evitare che lo spostamento in avanti del baricentro causi lo sbilanciamento dell'operatore. Questo movimento risulta in una rotazione della gamba attorno alla caviglia, che per un angolo di flessione del busto pari a

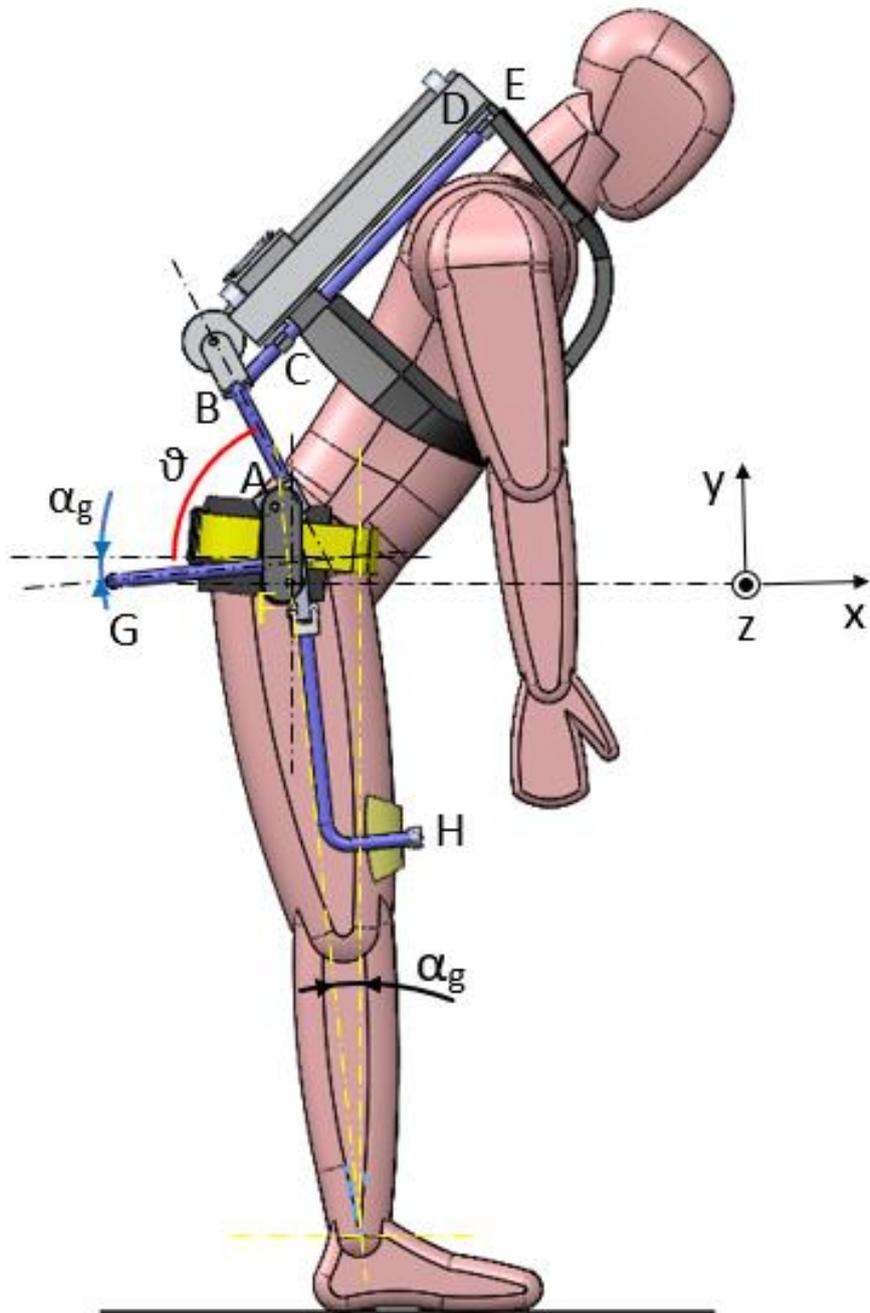
$$\vartheta_m = 60^\circ$$

assumerà un valore di

$$\alpha_g \approx 10^\circ$$

⁴ In figura si considera la configurazione con utente in posizione eretta, pertanto $\alpha_g = 0^\circ$

Come mostrato in figura 30



5

Figura 30 Cinematica leg-link [13]²

⁵ Il sistema di riferimento andrebbe posizionato sul punto F ma per ragioni di chiarezza grafica si è scelto di traslarlo orizzontalmente

Compresa la cinematica del meccanismo, verranno descritti e mostrati di seguito i diagrammi di corpo libero per ognuna delle viste del leg-link.

Si noti come sul braccio 1 agisca come sola forza esterna la tensione della fune.

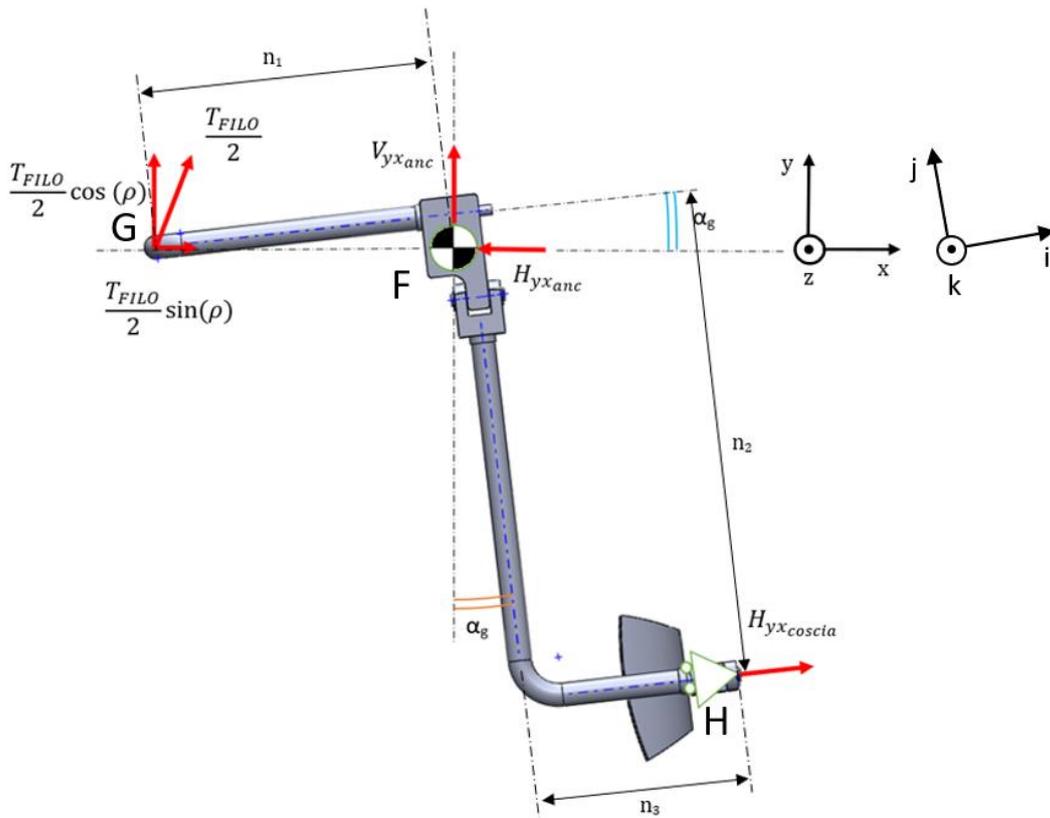


Figura 31 Diagramma corpo libero leg-link (piano y-x)

In figura 31 sono presenti 2 sistemi di riferimento, ovvero quello generale x-y-z e quello locale i-j-k. Sulla vista in questione l'origine di entrambi sarebbe in corrispondenza del punto F sebbene sia stata traslata per evitare sovrapposizioni, la differenza tra i due è che il secondo risulta ruotato rispetto al primo attorno all'asse z di un angolo uguale ad α_g , in figura 32 si riporta solamente il sistema di riferimento locale.

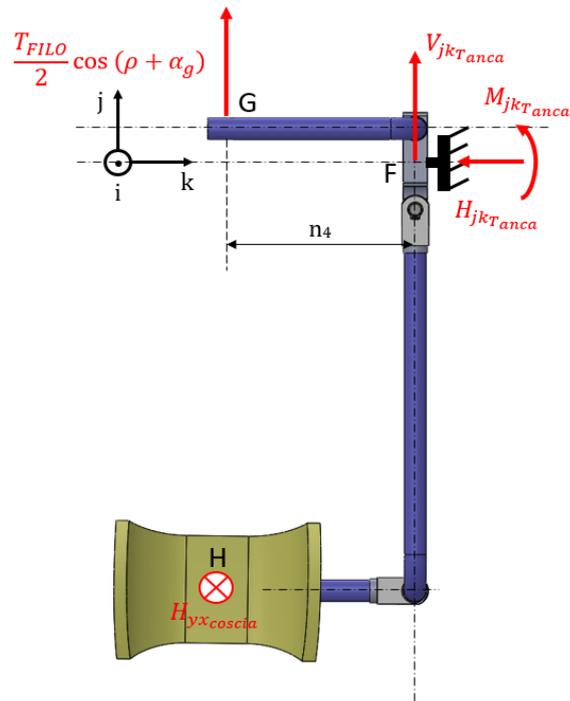


Figura 32 Diagramma corpo libero leg-link (piano j-k)

Anche in figura 33 è riportato il sistema di riferimento locale i-j-k, ruotato rispetto al s.d.r x-y-z attorno l'asse z dell'angolo α_g .

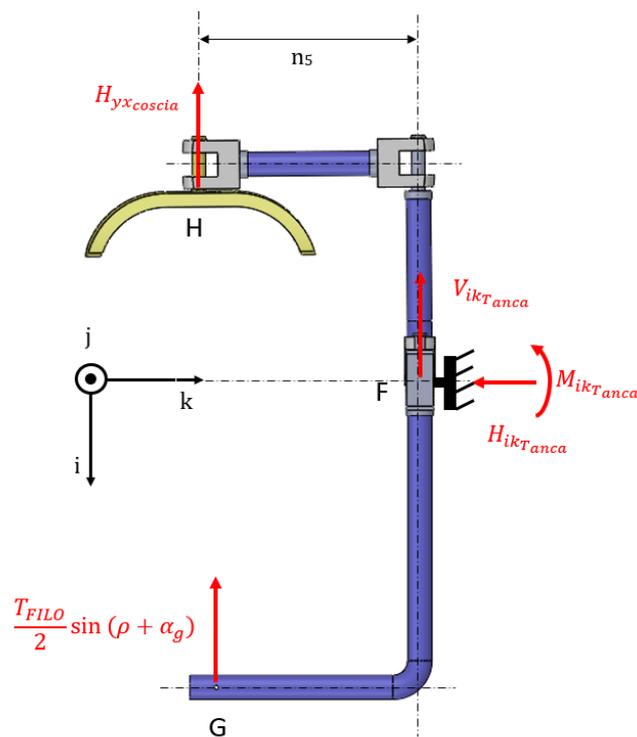


Figura 33 Diagramma corpo libero leg-link (piano i-k)

2.2.4 Giunto d'anca e cuscino

Il giunto d'anca insieme al cuscino costituiscono il sistema di attacco del leg-link e del back frame al bacino. Il primo è formato da due elementi speculari agganciati ai lati del cuscino tramite otto viti M2. Data la specularità dei due elementi la descrizione di uno dei due sarà sufficiente a comprendere la struttura. Considerando la parte destra del giunto d'anca, si nota come questa sia composto da due perni posizionati come mostrato in figura 34 con il punto F (allineato con l'origine del sistema di riferimento) posizionato al centro dell'anca. Questa disposizione ha lo scopo di ridurre il moto relativo tra la schiena dell'utente e il back-frame in modo da limitare lo strisciamento tra lo spallaccio e la spalla, rendendo più confortevole l'utilizzo dell'esoscheletro. I perni in questione costituiscono la sede per il calettamento di due cuscinetti obliqui a due corone di sfere (uno per perno), e sono saldati su due piastre verticali. I cuscinetti, come anticipato nei paragrafi precedenti, sono inseriti su due supporti che hanno sia lo scopo di bloccare l'anello esterno del cuscinetto, ma anche quello di permettere il collegamento delle altre due strutture principali al giunto d'anca. Il bloccaggio dell'anello interno dei cuscinetti in direzione assiale è realizzato per mezzo di due distanziali e uno spallamento presente sul perno. Come detto in precedenza, il giunto d'anca è una struttura fissa solidale all'anca dell'utente e quindi l'unico moto che si verifica in esso è quello dei cuscinetti e dei supporti attorno ai perni. Il cuscino è invece l'elemento che realizza infine l'accoppiamento tra esoscheletro e utente all'altezza del bacino. Esso è costituito da un corpo rigido che avvolge nella metà posteriore il bacino dell'uomo, e viene bloccato ad esso per mezzo di una cintura che si avvolge sulla vita dell'utente.

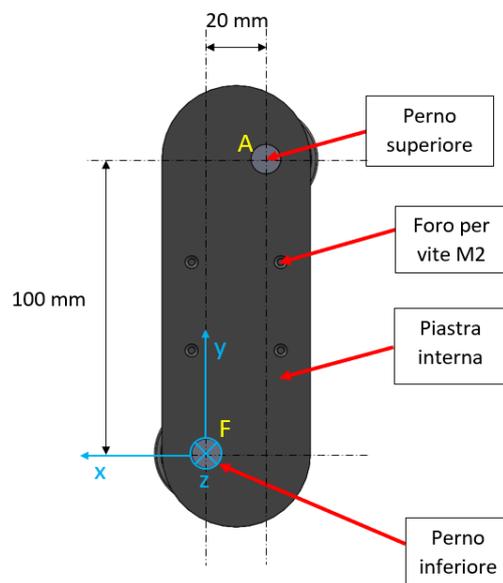


Figura 34 vista laterale giunto d'anca;

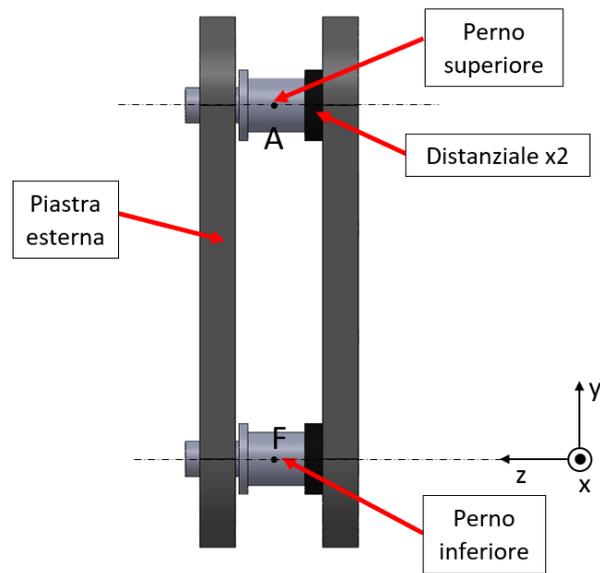


Figura 35 vista frontale giunto d'anca;

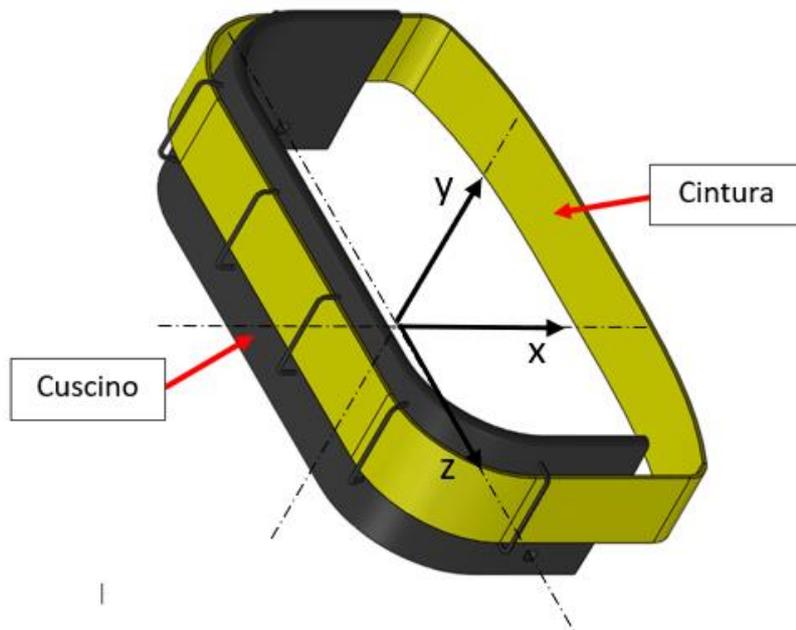


Figura 36 Vista assonometrica cuscino e cintura

Descritta la struttura, si analizzeranno i diagrammi di corpo libero mostrati in figura 37

Come si evidenzia dall'immagine, entrambi i perni saranno soggetti a carichi concentrati sia lungo l'asse y che x, inoltre agiscono i momenti flettenti M_{yz} e M_{xz} .

Risultano assenti invece carichi lungo z.

Il montaggio dei perni sulle due piastre è realizzato tramite saldatura, questo fa sì che essi siano tre volte iperstatici, tuttavia questa soluzione rende la struttura non smontabile

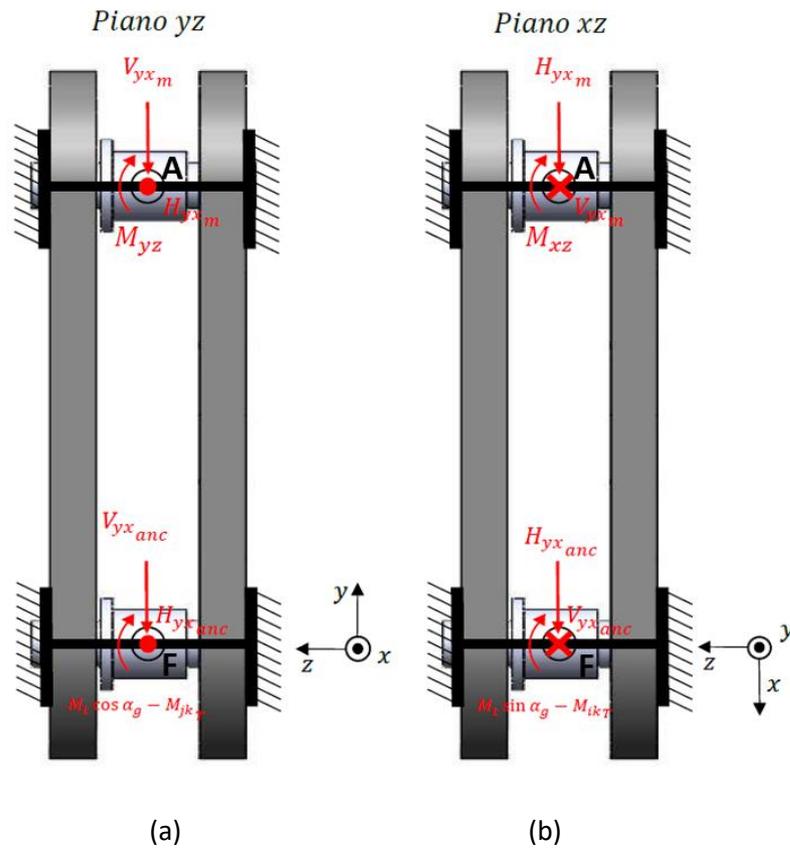


Figura 37 (a) Diagramma corpo libero giunto d'anca (piano y-z) (b) diagramma corpo libero giunto d'anca (piano x-z) [13]

3 Riprogettazione di alcune parti del prototipo

Definite la geometria il funzionamento e la cinematica del prototipo iniziale, si procederà nella descrizione delle modifiche apportate ad esso.

Nello studio del prototipo si è partito valutando la funzionalità dei componenti realizzati tramite strumento di disegno CAD. A tale proposito sono stati presi in considerazione diversi parametri quali:

- L'assemblaggio
- L'effettiva corrispondenza tra progetto e realizzazione dello stesso
- L'adattabilità del prototipo ad utenti di altezza e corporatura differente.

Gli interventi di riprogettazione relativi all'assemblaggio sono stati effettuati con l'intento di garantire un assemblaggio del prototipo di facile realizzazione (senza fare ricorso a forzamenti dei componenti tramite presse o a montaggi a caldo) e funzionale, inserendo dove necessario parti necessarie al corretto funzionamento dell'esoscheletro; inoltre si è intervenuto laddove fossero presenti collegamenti non smontabili (soprattutto sul giunto d'anca) che comprometterebbero l'integrità dell'intero sistema a seguito del malfunzionamento di un singolo componente.

Nella valutazione della corrispondenza tra progetto e realizzazione finale, sono stati revisionati i diagrammi di corpo libero dei singoli componenti, valutando se i carichi considerati corrispondessero a quelli reali.

Particolare attenzione è stata posta alla scelta dei vincoli in fase di progettazione.

Infine, è stata valutata la possibilità di rendere regolabile l'esoscheletro al fine di permetterne la fruibilità ad individui di diversa statura e corporatura. Ciò è stato possibile tramite la sostituzione della piastra di appoggio e la modifica del cuscino, che, come visto nel precedente capitolo, era stato pensato come un unico componente rigido, e quindi non regolabile in larghezza.

La raccolta delle modifiche apportate è mostrata in figura 38, dove per ogni elemento modificato è presente una didascalia che ne descrive in maniera sommaria gli interventi su esso effettuati e indica il paragrafo in cui tali modifiche sono descritte.

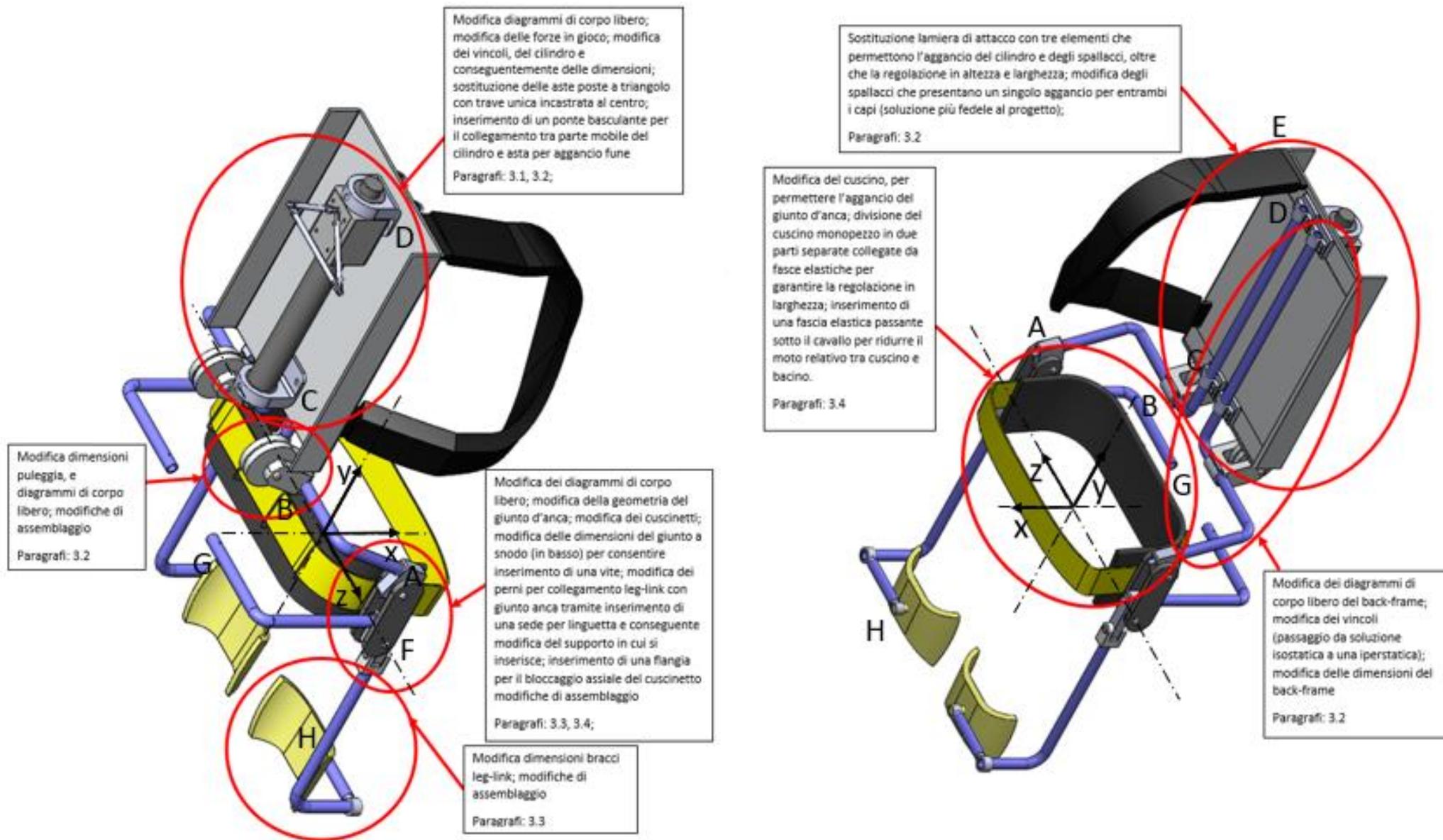


Figura 38 Raccolta riassuntiva modifiche apportate a prototipo DIMEAS

3.1 Modifiche attuatore pneumatico

Il primo componente preso in considerazione è stato l'attuatore pneumatico. L'oggetto dello studio condotto su di esso è stata l'effettiva adeguatezza del cilindro scelto per l'assolvimento della funzione richiesta. Un primo accorgimento va dedicato al collegamento del cursore del cilindro con la piastra a "V", infatti essi sono accoppiati per mezzo di un perno che verrà inserito all'interno di un foro ricavato direttamente sul corpo dell'elemento mobile. Tale soluzione non è realizzabile in quanto il cursore non può presentare altri fori oltre quelli già presenti; risulterebbe necessaria pertanto l'interposizione di un elemento di aggancio tra il cursore e la piastra a "V". Il metodo di collegamento del carico suggerito da catalogo è invece quello mostrato in figura 39

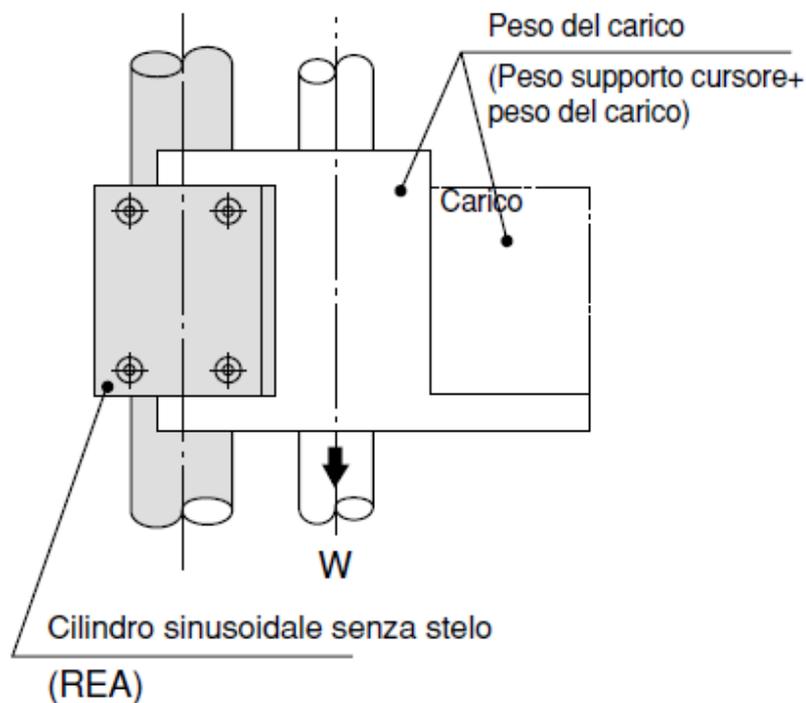


Figura 39 Montaggio carico su attuatore serie REA [14]

La presenza di una guida esterna per il supporto del carico è resa necessaria dall'incapacità dell'attuatore di supportare un momento flettente generato dal disallineamento del carico rispetto al proprio asse.

Come si può notare dalla figura 40, invece tale guida non è stata prevista sebbene il carico applicato al cilindro, non sia diretto lungo l'asse dello stesso, bensì è traslato rispetto ad esso di una certa distanza "b₁" generando un momento flettente non ammesso.

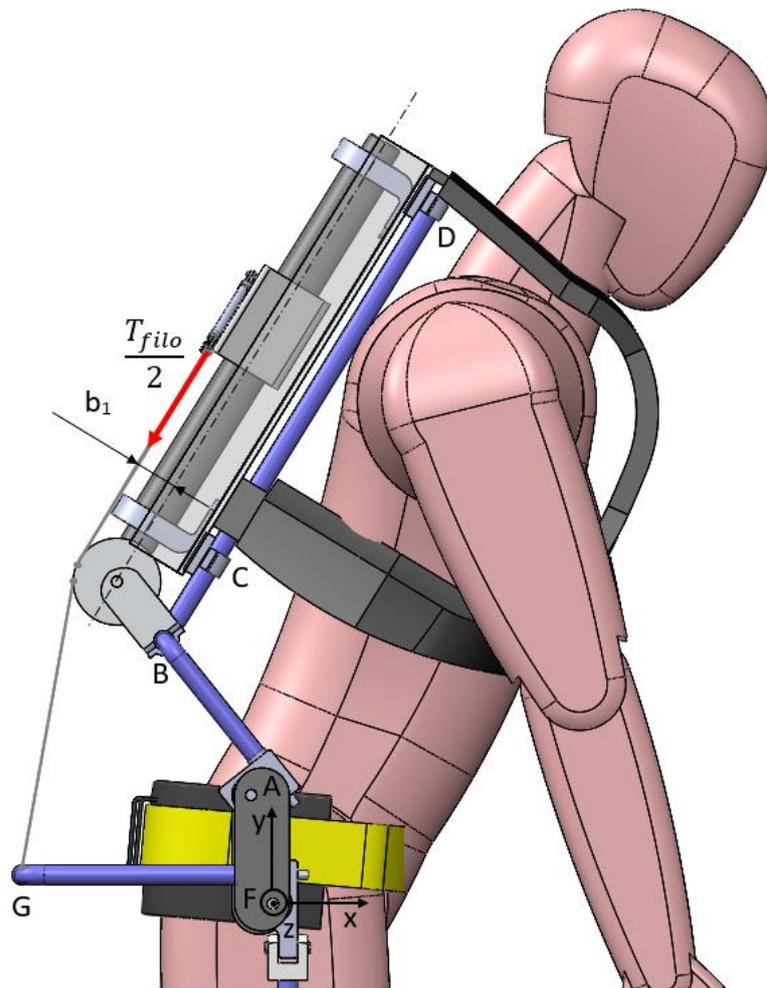


Figura 40 Punto di applicazione del carico sul cilindro

Di seguito è stato valutato il collegamento dell'attuatore alla piastra.

Realizzato per mezzo di due montanti incastrati sulla piastra di appoggio, esso presenta a fronte dei tre gradi di libertà del cilindro, sei gradi di vincolo, risultando in una struttura non più isostatica (come considerato in fase di progetto), bensì tre volte iperstatica.

A fronte della necessità di affiancare all'attuatore "SMC serie REA" una guida lineare esterna si hanno due soluzioni, la prima è quella di inserire tale guida esterna, mentre la seconda è quella di sostituire l'attuatore con un modello differente. Poiché la scelta dell'attuatore senza stelo è stata effettuata col preciso scopo di ridurre ingombri e peso del sistema, la prima soluzione risulta in evidente contrasto con tali specifiche, pertanto si evidenzia la necessità di sostituire l'attuatore pneumatico con uno che meglio si addica al progetto. Bisognerà inoltre modificarne il metodo di bloccaggio sulla piastra.

L'analisi sulla scelta dell'attuatore, che sarà discussa in seguito, ha portato alla selezione dell'attuatore AIRWORK-SS0310400250; è quindi stato introdotto un ponte basculante (anch'esso selezionato dal catalogo della AIRWORK [17]), che avrà la doppia funzionalità di collegare la piastra all'attuatore e diminuire il momento attorno all'asse m tramite la riduzione del braccio della forza.

Infine, è stata sostituita la piastra a "V" con una trave incastrata ("asta di aggancio") al centro sul ponte per mezzo di due bulloni. La presenza di più fori laterali presenti sull'asta permette l'attacco del filo tramite moschettone in modo che possa essere staccato e inserito su un altro foro in fase di regolazione in larghezza.

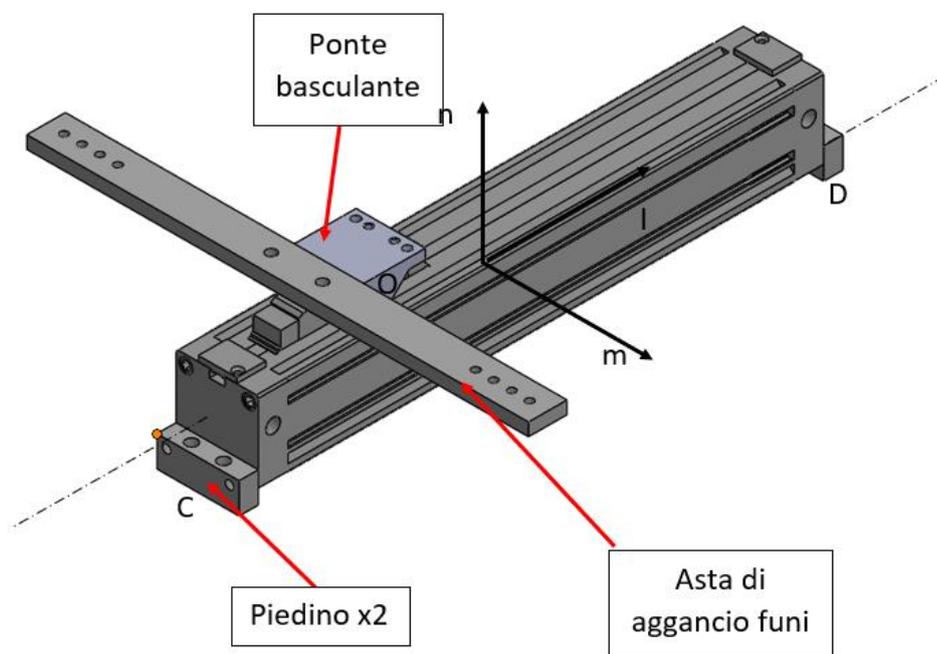


Figura 41 Vista assometrica attuatore AIRWORK e componenti accessori

3.2 Modifiche back-frame

Le problematiche riscontrate per l'attuatore pneumatico e le modifiche effettuate, hanno determinato la necessità di intervenire sul back-frame.

Gli interventi in questione hanno riguardato tutti e tre i parametri in esame ovvero assemblaggio coerenza progettuale e adattabilità del prototipo.

Partendo dalla necessità di montare su di esso un diverso cilindro, il primo passo è stato quello di riadattare le dimensioni dei bracci, infatti le dimensioni del nuovo attuatore, come verrà descritto in seguito con maggior dettaglio, non coincidono con quelle del precedente. Di seguito sono riportate le viste del prototipo originale così da visualizzare meglio le modifiche apportate

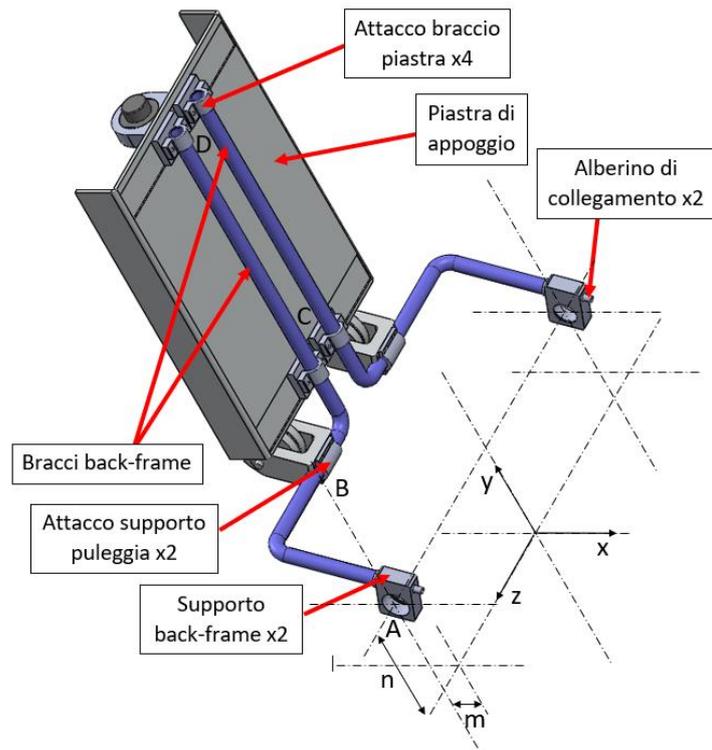


Figura 42 Vista assometrica anteriore del back-frame (prototipo originale)

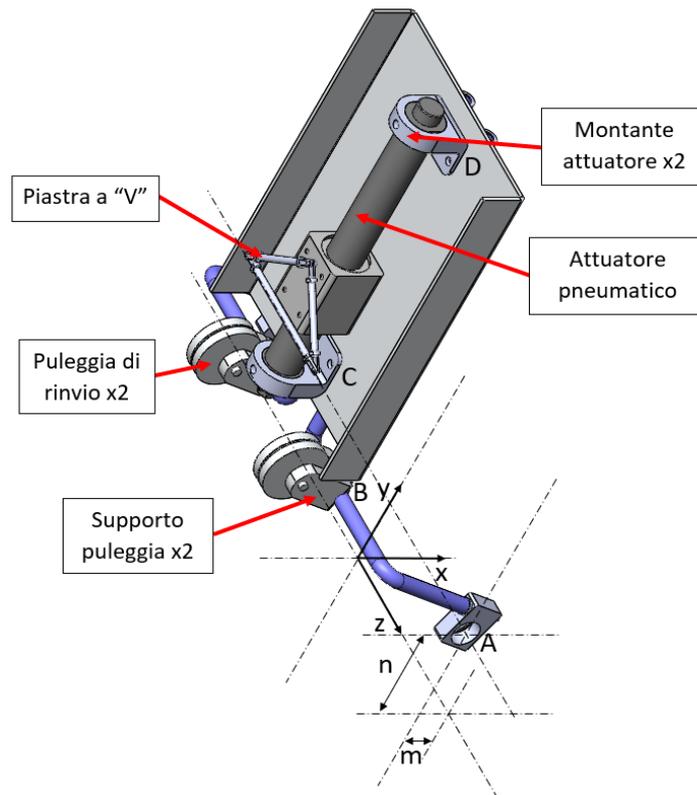


Figura 43 Vista assonometrica posteriore del back-frame (prototipo originale)

Al fine di mantenere un metodo di bloccaggio dell'attuatore sul back-frame che fosse isostatico, si è scelto di sostituire la piastra di appoggio con due elementi separati chiamati "piastra superiore" e "piastra inferiore".

Entrambi gli elementi sono formati da quattro piastre esterne che permettono l'aggancio ai bracci del back-frame per mezzo di 12 bulloni per ciascun elemento, ed una piastra interna che invece per mezzo di due fori passanti potrà essere imbullonata all'attuatore.

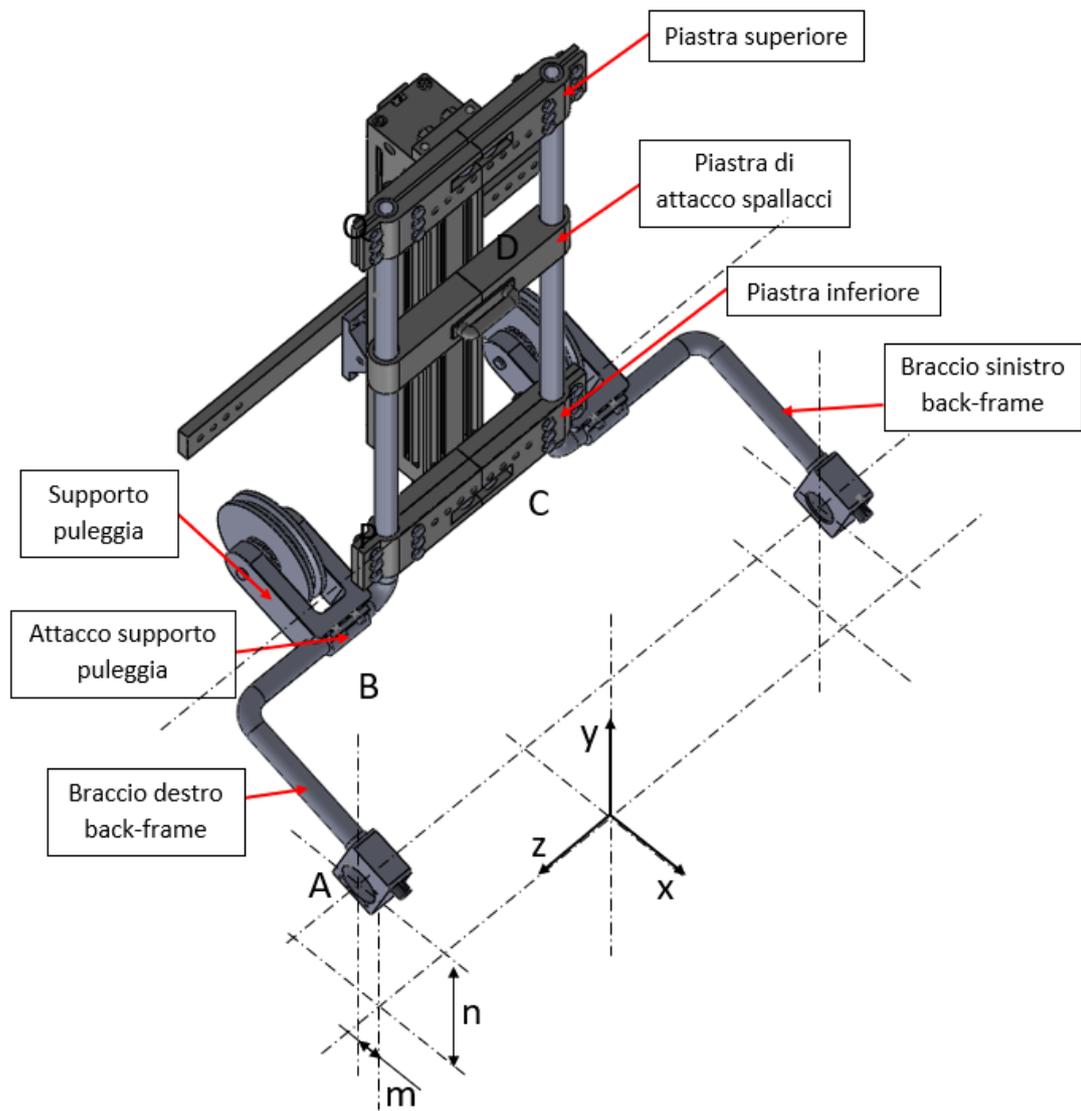


Figura 44 Vista assonometrica anteriore back frame (prototipo finale)⁶

⁶ Riferito alla condizione di utente eretto, con attuatore in posizione verticale

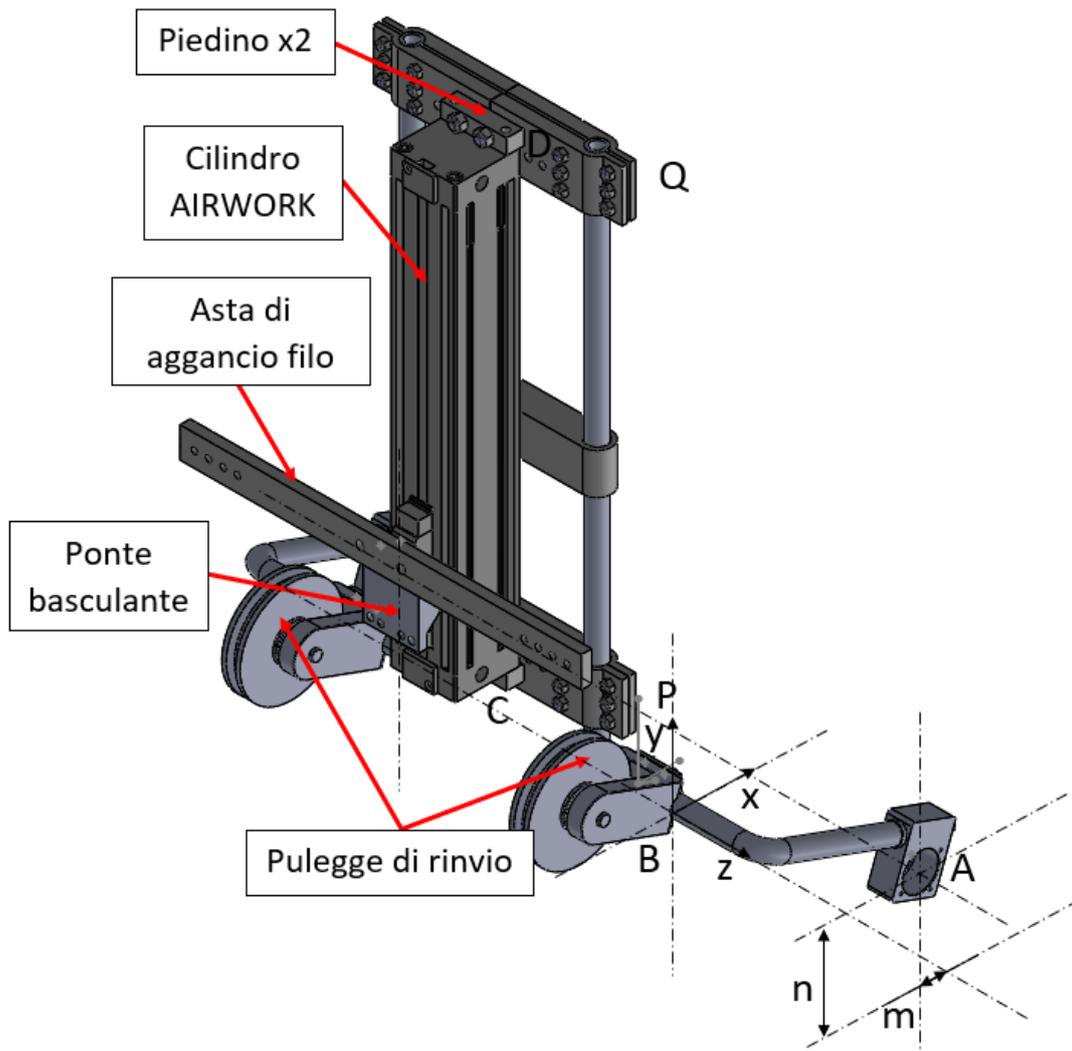


Figura 45 Vista assometrica posteriore back frame (prototipo finale)⁷

Il primo come mostrato in figura 44 è montato nella parte superiore del back-frame in modo che l'interferenza tra i bracci destro e sinistro con esso, eviti lo slittamento tra i corpi. Il secondo invece è posizionato nella parte inferiore della struttura, e a differenza del primo presenterà una condizione di gioco tra la sede di aggancio ai bracci e gli stessi.

Questa soluzione garantisce lo spostamento assiale di uno dei supporti del cilindro in modo da non risultare eccessivamente vincolato. Ulteriore peculiarità di questa soluzione è la possibilità delle piastre esterne di scorrere su quella interna in modo da permettere l'aumento della larghezza dell'esoscheletro, la serie di fori effettuati in direzione orizzontale serviranno infine al bloccaggio delle piastre nella posizione relativa alla larghezza desiderata.

⁷ Riferito alla condizione di utente eretto, con attuatore in posizione verticale

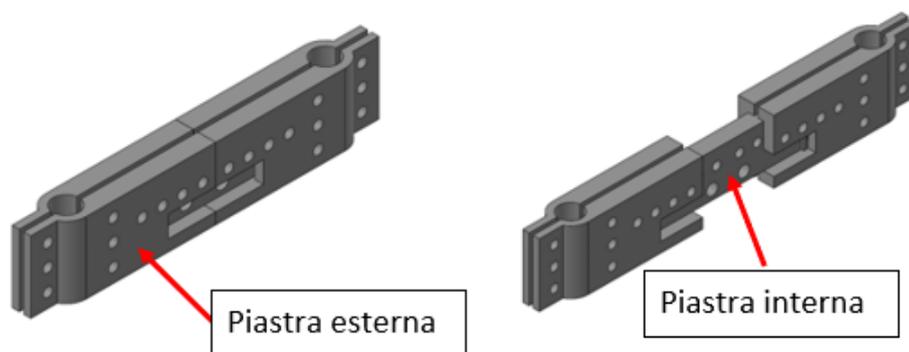


Figura 46 Elementi costitutivi piastra di appoggio superiore back-frame

Una terza piastra è infine stata aggiunta per l'aggancio degli spallacci; la struttura di quest'ultima è molto simile alle altre due, ma a differenza di queste, le piastre esterne sono sostituite da due gusci in cui viene inserita una piastra interna su cui è presente un aggancio per gli spallacci.

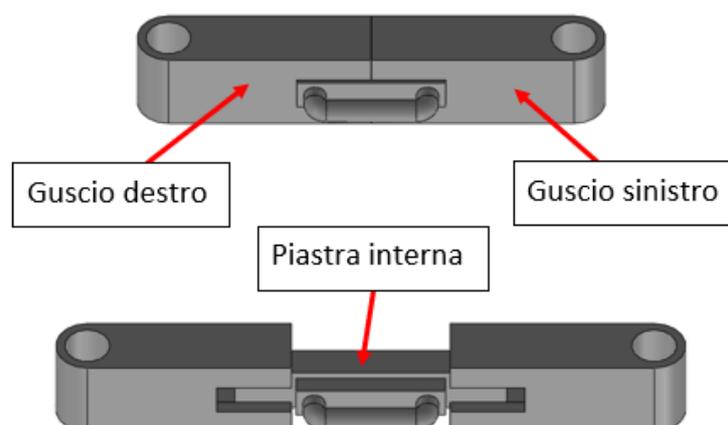


Figura 47 Elementi costitutivi piastra di aggancio spallacci back-frame

I gusci in questione presenteranno due fori in modo da poter essere collegati ai bracci mobili infilandoli dall'alto; la condizione di accoppiamento tra questi fori e i bracci sarà di gioco, in modo che la piastra possa traslare lungo la direzione dei bracci adattandosi alle diverse stature degli operatori, inoltre è plausibile pensare che questo tipo di soluzione possa ridurre se non eliminare lo sfregamento degli spallacci sulle spalle.

Un'altra modifica è stata apportata alle dimensioni della puleggia, infatti è stato incrementato il raggio di quest'ultima al fine di garantire l'allineamento tra cilindro e funi. La posizione della puleggia è mostrata in Figura 47, da questa si può notare come la puleggia sia incastrata sul braccio destro in

corrispondenza del punto B, nell'immagine è mostrata anche la posizione del sistema di riferimento generale del prototipo, la cui origine su questa vista coincide con il punto F (in realtà il piano x-y corrisponde al piano sagittale del corpo umano).

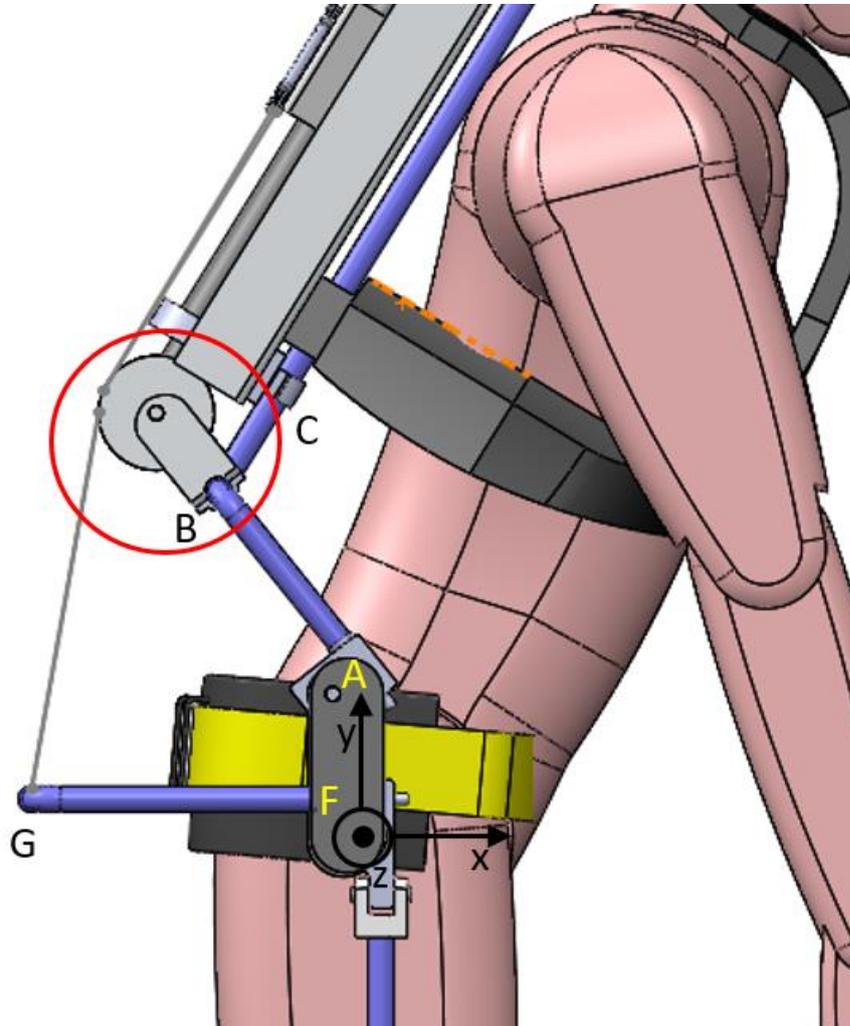


Figura 48 Posizione puleggia di rinvio destra

In Figura 49 invece è riportato il particolare della puleggia.

Sulla puleggia agiranno le tensioni delle funi che danno origine alla risultante " F_{pul} " la quale presenta un'inclinazione differente rispetto al supporto generando quindi un momento sull'incastro con il back-frame (punto B) non considerato nella prima fase di progetto.

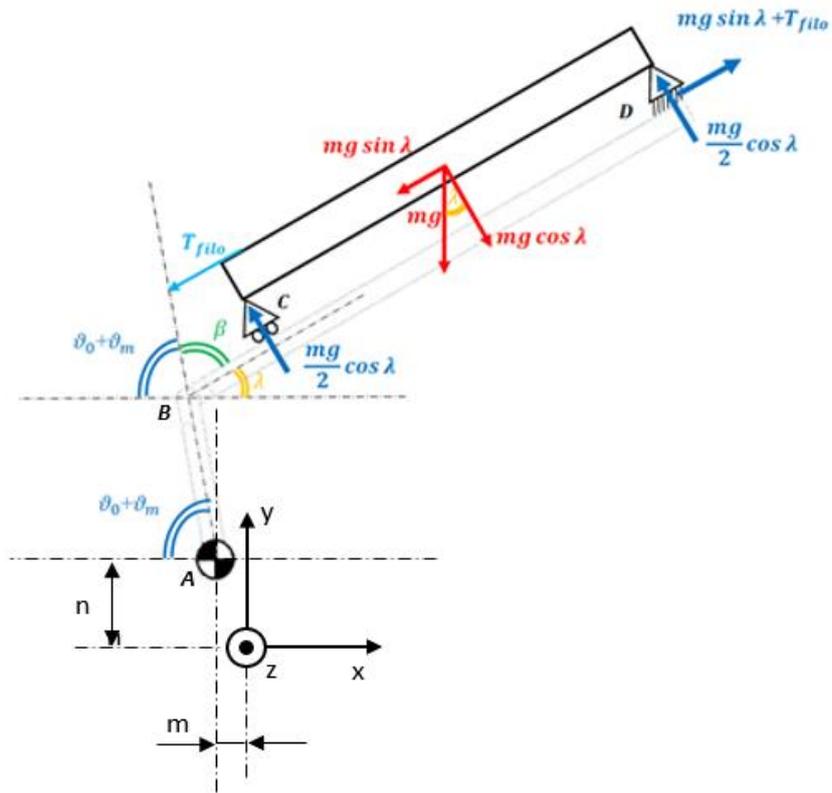


Figura 50 Diagramma corpo libero attuatore (prototipo originale)

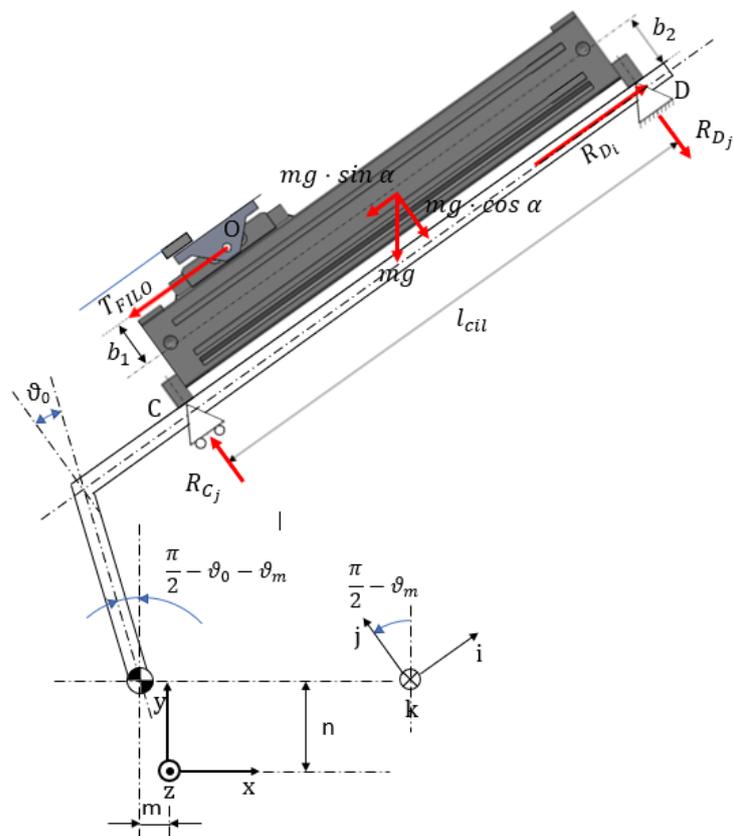


Figura 51 Diagramma corpo libero attuatore AIRWORK (prototipo finale)

I carichi mostrati nei precedenti diagrammi di corpo libero andranno dunque a riversarsi sui bracci del back-frame come mostrato in figura 53 nella quale si ha il diagramma di corpo libero del braccio destro sul piano x-y. Anche in questo caso sono stati adottati 2 sistemi di riferimento locali (i-j-k, e p-q-r) la cui origine risulta allineata al punto A lungo la direzione dell'asse z, e risiede sul piano sagittale dell'utente sebbene per motivi di chiarezza grafica in Figura 53 risultino traslati orizzontalmente rispetto al punto A. Gli assi p, q e i, j risultano inoltre ruotati rispetto agli assi y, x di una quantità angolare pari a quella riportata nella figura stessa. La scelta di questi riferimenti è dovuta alla necessità di valutare su opportune viste i vincoli presenti. Dal confronto con i diagrammi di corpo libero del prototipo originale (Figura 52) si nota l'assenza del momento $M_{pul\ z}$ derivante dalle forze agenti sulla puleggia, inoltre i carichi perpendicolari al braccio destro tengono conto solo del peso dell'attuatore. Nel prototipo finale, sebbene non sia indicato il valore delle reazioni vincolari sui supporti dell'attuatore si può intuire dalla direzione dei vettori R_{Qj} e R_{pj} la presenza del momento generato dal disallineamento della tensione della fune e della componente del peso dell'attuatore parallela all'asse dello stesso, rispetto al punto di contatto tra i supporti del cilindro e il braccio destro.

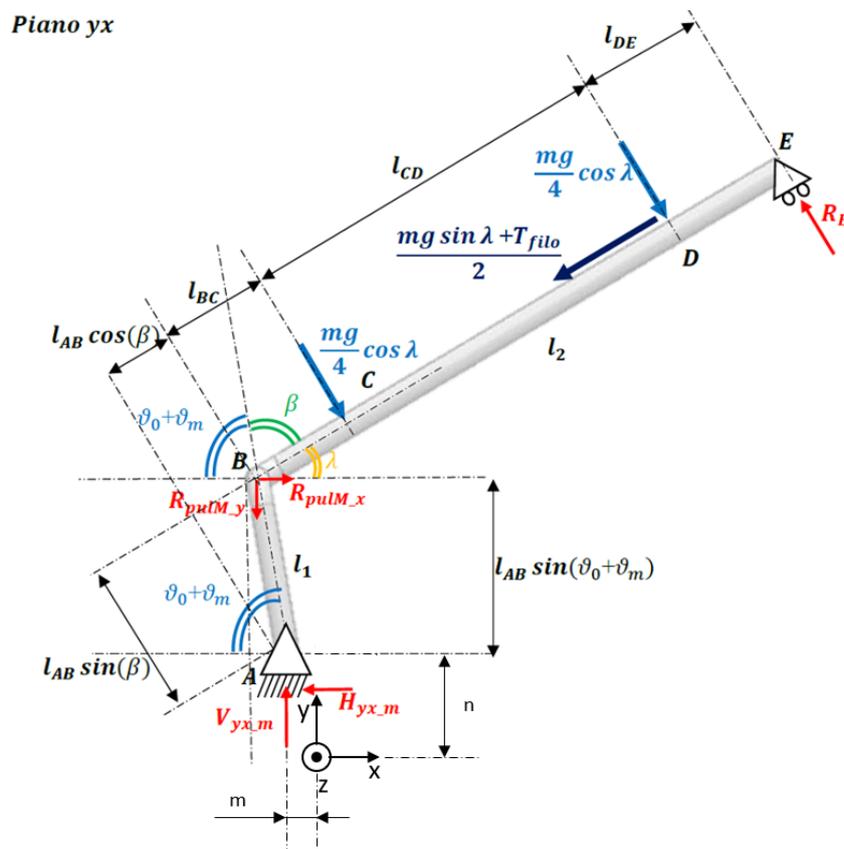


Figura 52 Diagramma corpo libero braccio destro back-frame (prototipo originale)

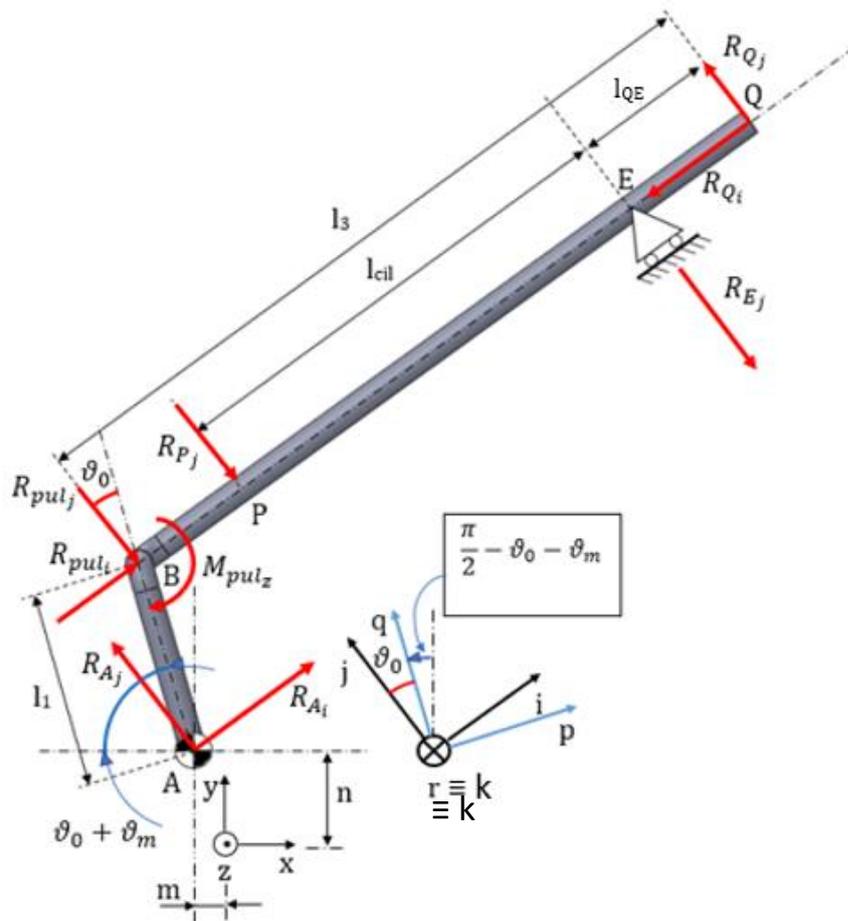


Figura 53 Diagramma corpo libero braccio destro back-frame piano i-j (prototipo finale)

Di seguito invece sono mostrati i diagrammi di corpo libero dello stesso braccio sui piani p-r e q-r del sistema di riferimento locale p-q-r ruotato attorno all'asse z del sistema di riferimento globale x-y-z di un angolo $\gamma = \frac{\pi}{2} - \vartheta_0 - \vartheta_m$ (figura 55, figura 57) e traslato lungo y di una quantità n e lungo x di m, in essi sono riportati gli sforzi $F_p/2$ e $F_q/2$, i quali sono il risultato della somma delle componenti delle forze R_{Qj} , R_{Qi} , R_{Pj} e R_{Ej} rispettivamente lungo gli assi p e q. Da notare è il fatto che i vincoli considerati non siano più degli incastri all'attacco con l'anca, bensì per la vista sul piano p-r si sono adottati una cerniera e un guida lineare, mentre nella vista sul piano q-r si è scelto di adottare un incastro unitamente ad una guida lineare. La scelta della guida lineare è stata effettuata poiché la piastra superiore non oppone nessuna resistenza alla traslazione verticale, ma vincola la rotazione e la traslazione orizzontale del braccio; inoltre tale scelta ha comportato l'ipotesi che la piastra superiore non subisca deformazioni considerevoli sotto carico. Si noti inoltre come nel punto di attacco della piastra inferiore non sia stato considerato alcun vincolo, tale condizione deriva dalla condizione di gioco tra i bracci e la piastra in questione.

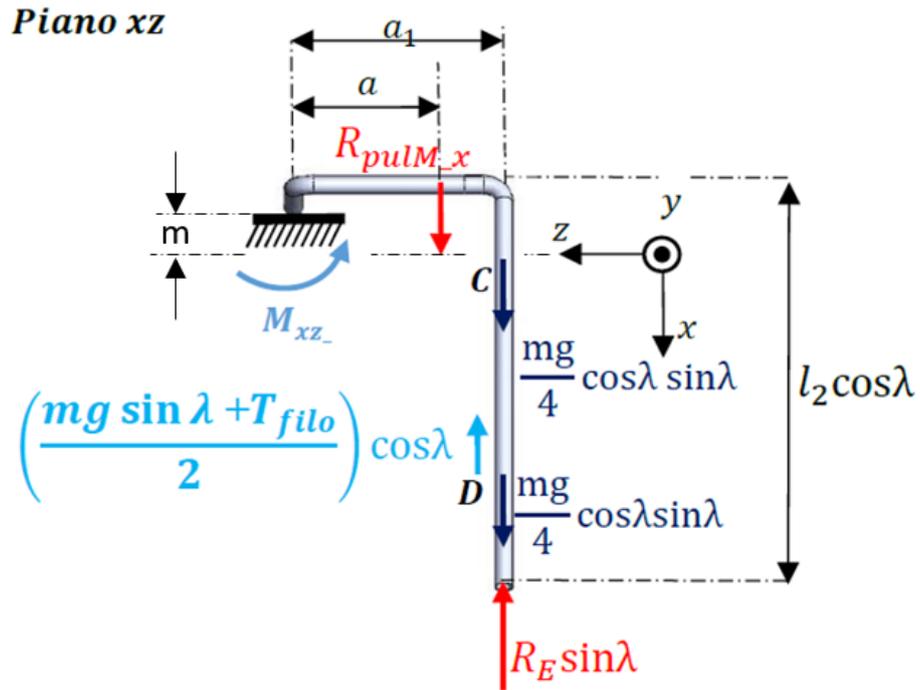


Figura 54 Diagramma corpo libero braccio destro back-frame piano x-z (prototipo originale)

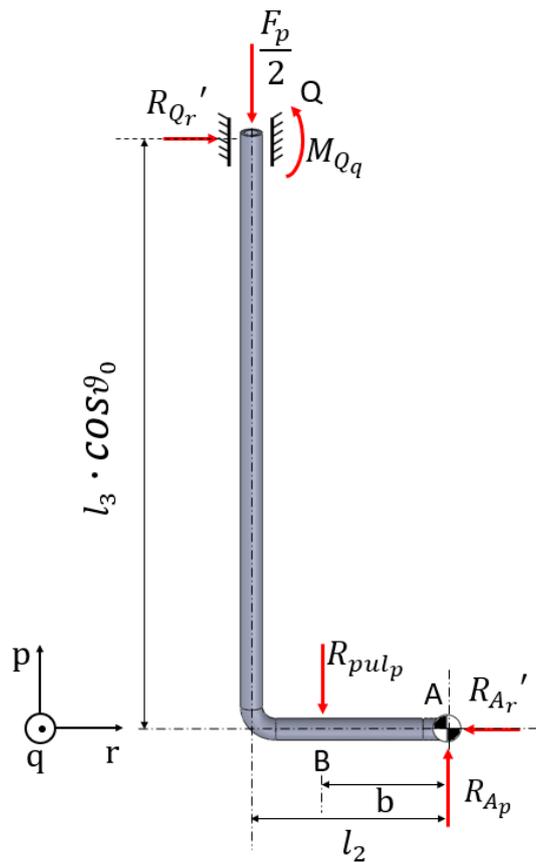


Figura 55 diagramma corpo libero braccio destro back-frame piano p-r (prototipo finale)

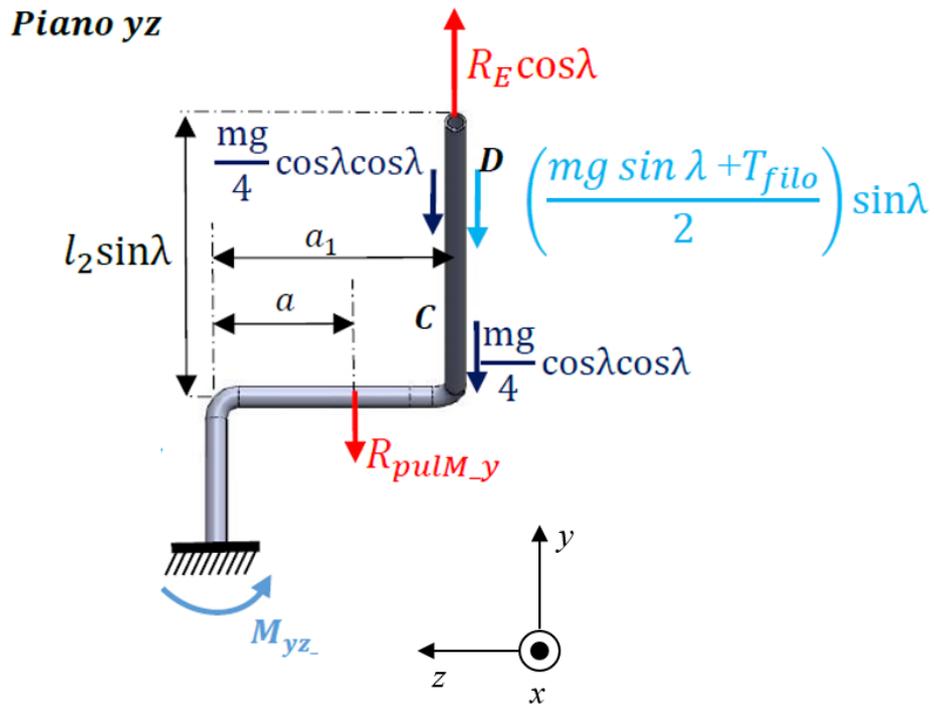


Figura 56 Diagramma corpo libero braccio destro back-frame piano y-z (prototipo originale)

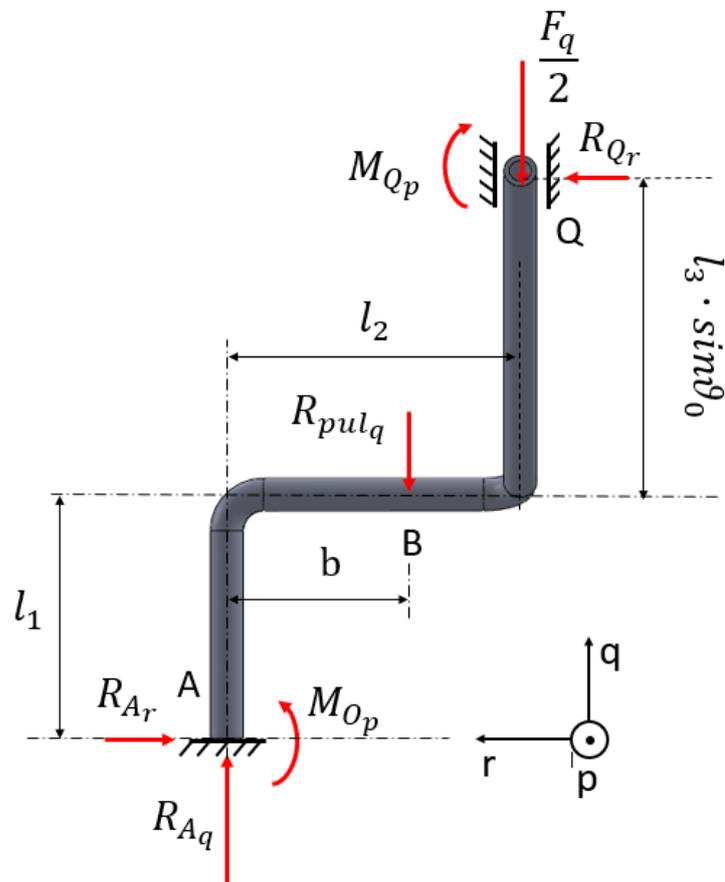


Figura 57 Diagramma corpo libero braccio destro piano q-r (prototipo finale)

3.3 Modifiche leg-link

Nel caso del leg-link le modifiche apportate hanno riguardato esclusivamente la geometria e l'assemblaggio e dunque non sono stati modificati i diagrammi di corpo libero.

La variazione più importante è stata effettuata sul giunto a snodo, questo infatti era collegato al supporto rotante tramite un perno, e al "braccio 2" tramite una saldatura, la quale vedrebbe saldati tra loro acciaio e alluminio, rendendo tale collegamento di difficile realizzazione.

La soluzione adottata per ovviare a tale inconveniente è stata quella di modificare le dimensioni del giunto a snodo in modo da permettere l'inserimento di una vite M12, che tramite l'interposizione di un elemento di appoggio tra il giunto e il braccio permette l'avvitamento di quest'ultimo. La soluzione descritta è mostrata in figura 59, questa evidenzia come il "braccio 2" debba essere saldato all'elemento di appoggio che presenta invece un foro filettato su quale va inserita la vite. Per evitare lo svitamento del corpo a seguito del momento torcente introdotto dal contatto tra gamba e paracoscia sono state inserite due spine.

Una seconda differenza rispetto al primo prototipo è stata introdotta nel collegamento tra braccio 1 e supporto, infatti questo sebbene avvenga sempre per mezzo di un albero di collegamento, non necessita di saldature per il bloccaggio, ma è realizzato per mezzo di una ghiera (per evitare lo sfilamento) e di una linguetta per bloccarne la rotazione attorno al proprio asse.

Ulteriori modifiche sono state apportate alla lunghezza dei bracci 1 e 2.

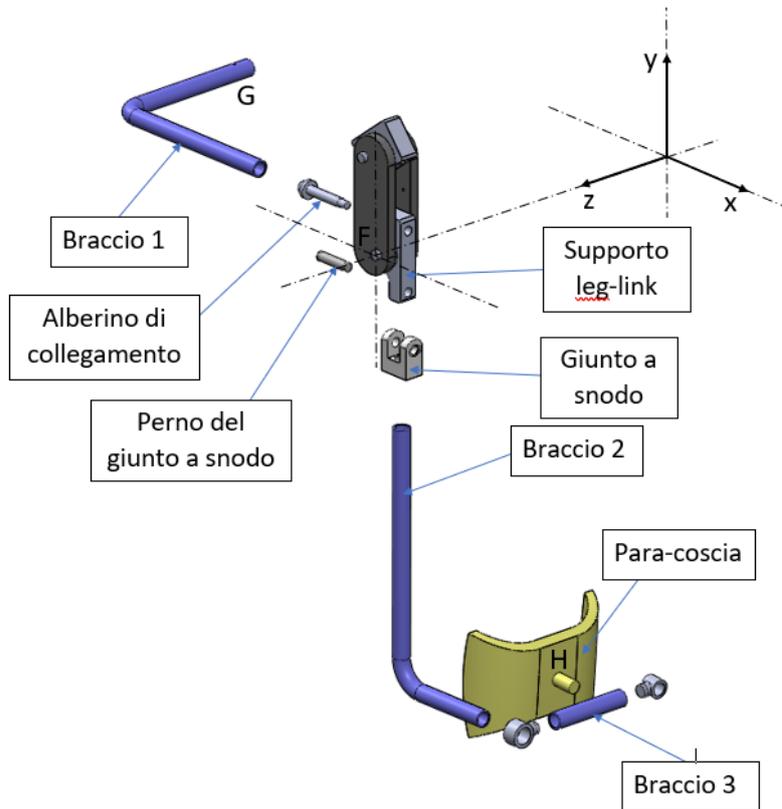


Figura 58 Raffigurazione e montaggio elementi costitutivi leg-link parte destra (prototipo originale)⁸

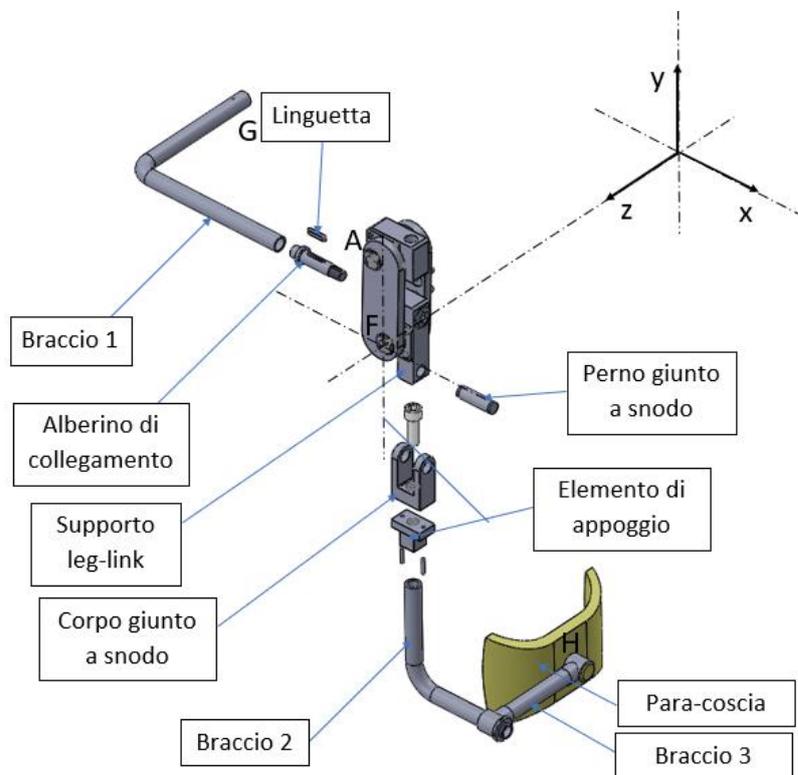


Figura 59 Raffigurazione e montaggio elementi costitutivi leg-link parte destra (prototipo finale)⁷

⁸ In entrambe le figure si considera la configurazione con utente in posizione eretta, pertanto $\alpha_g = 0^\circ$

3.4 Modifiche giunto d'anca e cuscino

Trattate le modifiche apportate sul leg-link e sul back-frame, possiamo infine trattare quelle apportate al giunto d'anca ed al cuscino, infatti molte di queste derivano dalle precedenti, in particolar modo da quelle sul back-frame.

Per effettuare in maniera più agevole il confronto con la precedente soluzione si riporta di seguito l'esplosione dell'assieme del cuscino e del giunto d'anca nelle due versioni.

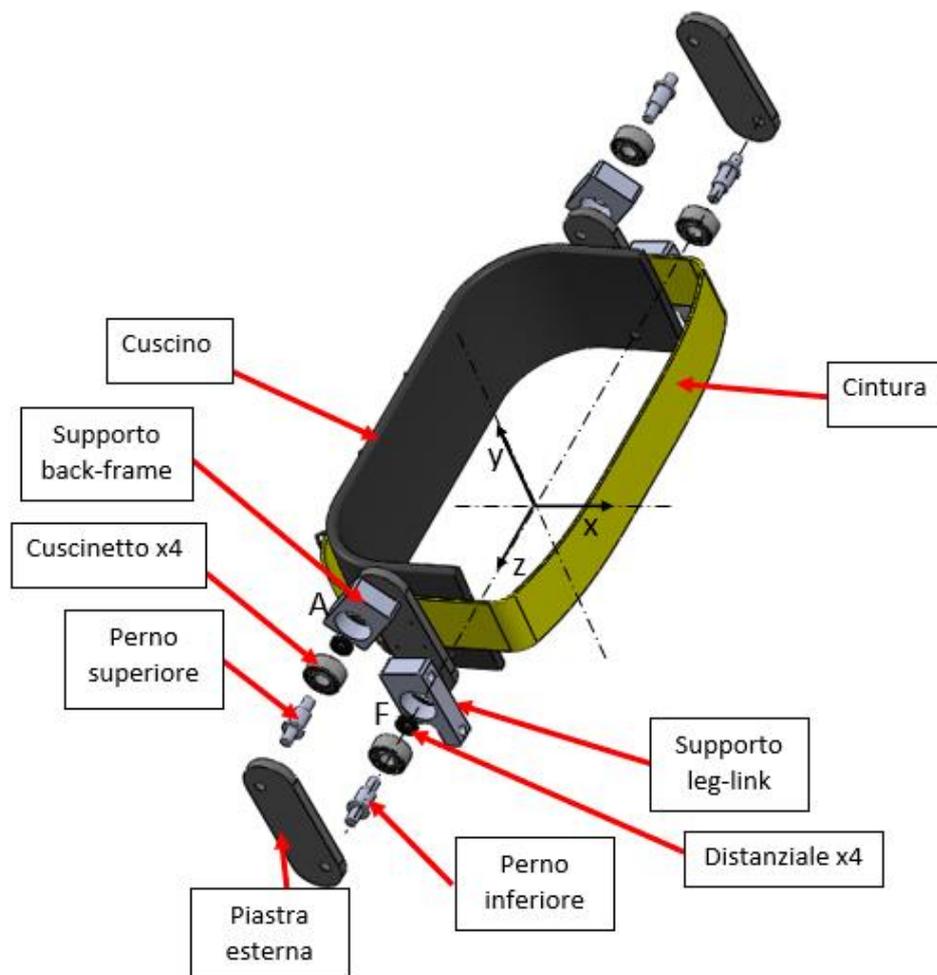


Figura 60 Raffigurazione e montaggio elementi costitutivi cuscino e giunto d'anca (primo prototipo)

Come mostrato in Figura 60, nella precedente versione del prototipo sono presenti alcuni degli elementi poi riutilizzati in quello finale, in questa il cuscino è costituito ad un unico elemento rigido e non presenta i fori di attacco per il giunto d'anca. Per quanto riguarda i cuscinetti essi sono gli stessi, tuttavia il bloccaggio della corona esterna di questi ultimi è realizzato solamente da un lato con uno

spallamento presente sui supporti del back-frame e del leg-link. Si noti inoltre l'assenza di elementi di ritenuta per le piastre esterne (ghiere), poiché queste sono saldate direttamente sui perni.

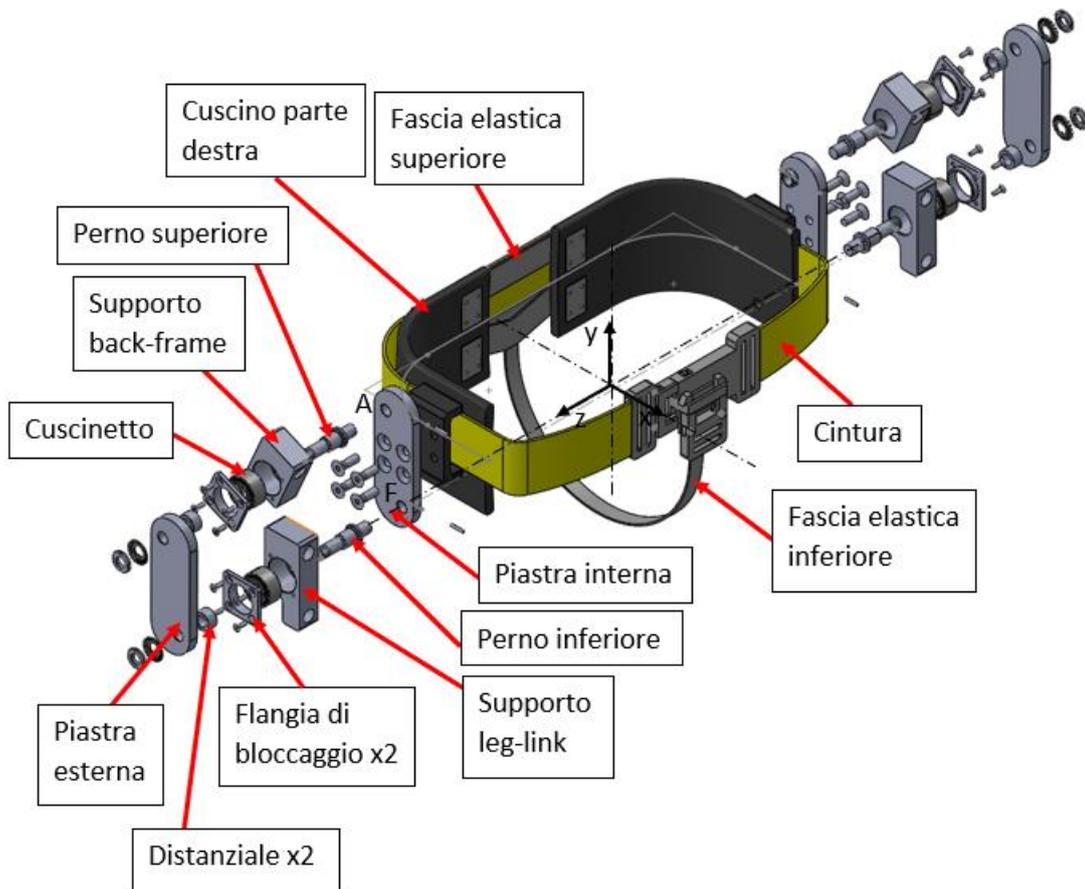


Figura 61 Rappresentazione e montaggio elementi costitutivi giunto d'anca e cuscino (prototipo finale)

Per ognuno dei parametri di valutazione presi in analisi sono state apportate diverse modifiche, le quali verranno descritte di seguito.

Partendo dall'assemblaggio la prima variazione degna di nota è stata quella riguardante il metodo di accoppiamento dei perni sulle piastre interna ed esterna.

La soluzione adottata sul prototipo originale, prevedeva che i perni fossero saldati sulle piastre, rendendo il collegamento non smontabile, oltre che di difficile realizzazione; infatti la saldatura andrebbe effettuata successivamente all'inserimento del cuscinetto e del supporto.

In sostituzione di ciò si è scelto di fermare il perno sulla piastra interna tramite l'inserimento di una spina, così da inibirne la rotazione sul proprio asse e lo sfilamento, e sulla piastra interna per mezzo di una ghiera.

Successivamente si è introdotto un elemento flangia in accoppiamento ai supporti del leg-link e del back-frame, così da garantire il bloccaggio della corona esterna del cuscinetto da entrambi i lati come suggerito da catalogo (Figura 62).

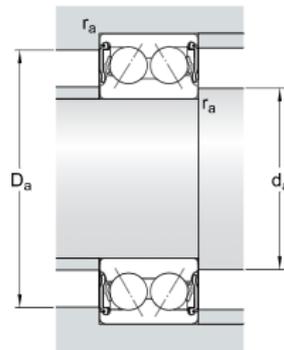


Figura 62 Bloccaggio cuscinetto secondo catalogo [15]

Per permettere l'inserimento delle flange, è stata aumentata la lunghezza dei perni.

Infine, sono stati introdotti ai lati del cuscinetto due passanti forati che, oltre a fungere da ritenuta per la cintura, permettono di assicurare le piastre interne ad esso per mezzo di otto bulloni.

Dal punto di vista strutturale si è visto come i perni in fase di progettazione risultino doppiamente incastrati sulle due piastre. Questo tipo di vincoli tuttavia non rispecchiano l'effettiva struttura del giunto d'anca, infatti come si può vedere in Figura 63 non è la piastra esterna a sostenere i perni bensì è quest'ultima ad essere retta dai perni vincolati a loro volta alla piastra interna. Ciò risulta in una struttura a ponte tre volte iperstatica.

Analizzando i carichi in gioco ci rendiamo conto che questi, come per il prototipo iniziale, presentino componenti dirette lungo gli assi x e y ; agiscono su entrambi i perni anche coppie dirette lungo gli assi suddetti, tuttavia a differenza della precedente soluzione ai diagrammi di corpo libero va aggiunta una componente diretta lungo gli assi dei perni dovuta in parte alla nuova configurazione della struttura a ponte ed in parte alla reazione ai carichi agenti sul back-frame.

Per quanto riguarda le modifiche sul cuscinetto si nota come esso non sia più costituito da un unico pezzo rigido, ma è stato diviso in due parti collegate tra loro per mezzo di due fasce elastiche.

Tale soluzione permette l'allargamento del cuscinetto in modo poter adattarsi alla taglia di chi lo indossa. In questa maniera i carichi che prima andavano a scaricarsi sul cuscinetto, si riverseranno sull'operatore.

Al fine di garantire una maggiore adesione del cuscinetto al corpo è stata introdotta la fascia elastica inferiore che oltre a collegare le due parti del cuscinetto presenta un lembo che si avvolgerà sotto al cavallo dell'operatore.

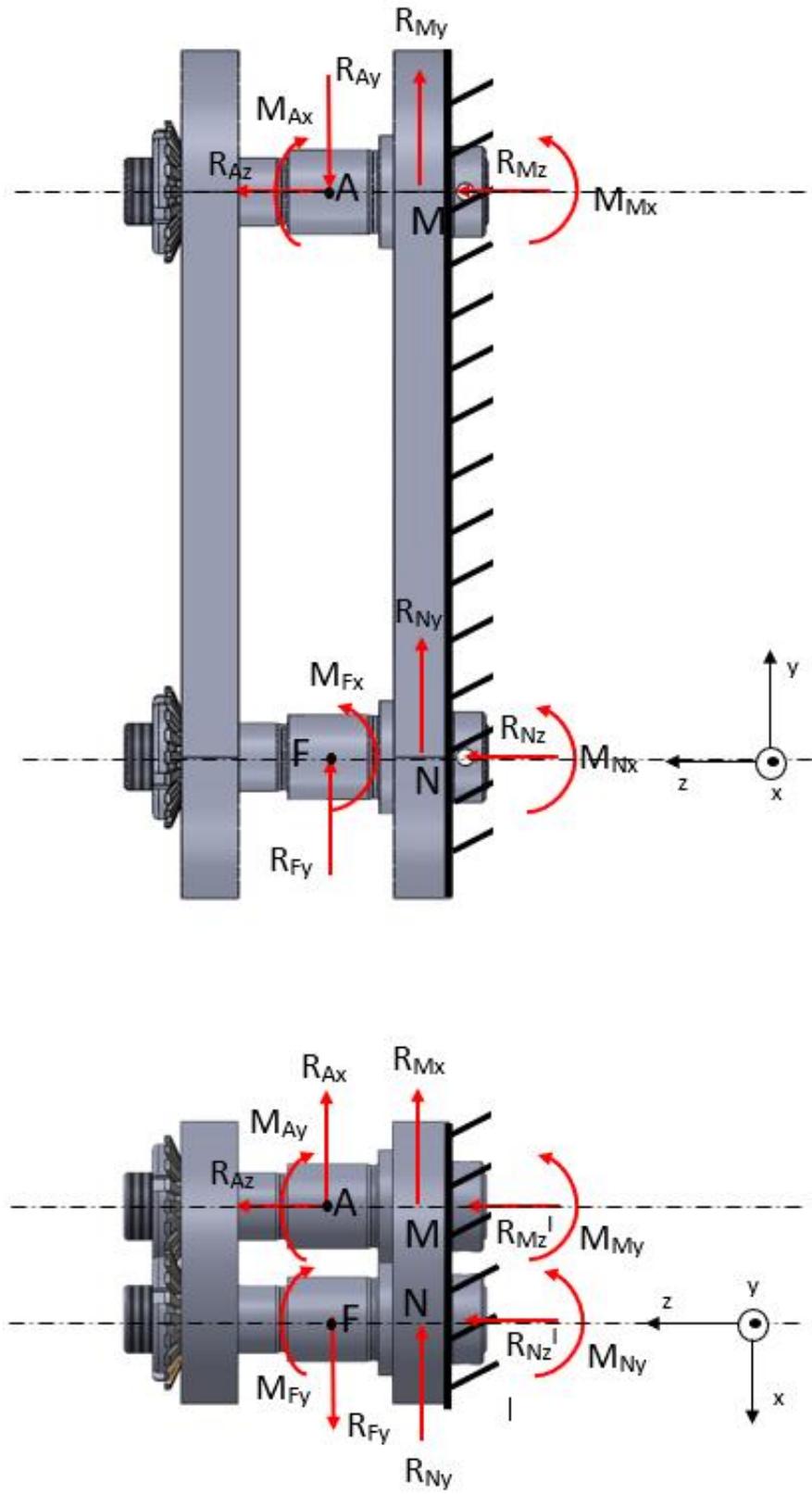


Figura 63 Diagrammi corpo libero giunto d'anca (piani z-y e z-x)

4 Scelta dell'attuatore pneumatico

Definite le modifiche da apportare al prototipo verranno discusse e descritte la metodologia e i procedimenti adottati nella realizzazione di tali interventi.

Come detto in precedenza sono state riscontrate alcune problematiche sull'attuatore pneumatico scelto per il primo prototipo, in particolare si è notato come la necessità di affiancare all'attuatore "SMC serie REA" una guida lineare esterna perché questo possa tollerare un carico decentrato rispetto al proprio asse, comporti l'adozione di una diversa soluzione. A tal fine si può pensare di inserire tale guida esterna, tuttavia dal momento che la scelta dell'attuatore senza stelo è stata effettuata col preciso scopo di ridurre ingombri e peso, la soluzione risulta in evidente contrasto con tali specifiche. Per ovviare all'inconveniente si è scelto di sostituire l'attuatore pneumatico con uno che meglio si addicesse al progetto.

L'attuatore dovrà essere selezionato in maniera tale da soddisfare le specifiche richieste in termini di ingombri, peso, pressione massima sviluppabile nelle camere, e capacità di assorbire i carichi esterni in condizioni statiche.

4.1 Calcolo corsa minima

Al fine di garantire l'allineamento tra la direzione del filo e quella dell'asse dell'attuatore è stata modificata la dimensione della puleggia così come quella del supporto ad essa accoppiato, questo potrebbe comportare un aumento della corsa minima necessaria al corretto funzionamento dell'esoscheletro, pertanto il primo passo per la scelta del cilindro da inserire è stato la verifica del valore della corsa necessaria calcolata in precedenza.

A tale scopo si riporta lo schema di del sistema di rinvio (Figura 64).

La corsa dovrà essere trovata per l'angolo di inclinazione del busto massimo stabilito dalle specifiche di progetto, ovvero

$$\vartheta_m = 60^\circ$$

Si è quindi effettuata la scelta sulla corsa dell'attuatore inizialmente sulla base della corsa necessaria per il prototipo precedente, infine si è verificato tramite il modello dell'esoscheletro che tale attuatore garantisca una corsa sufficiente per il piegamento desiderato.

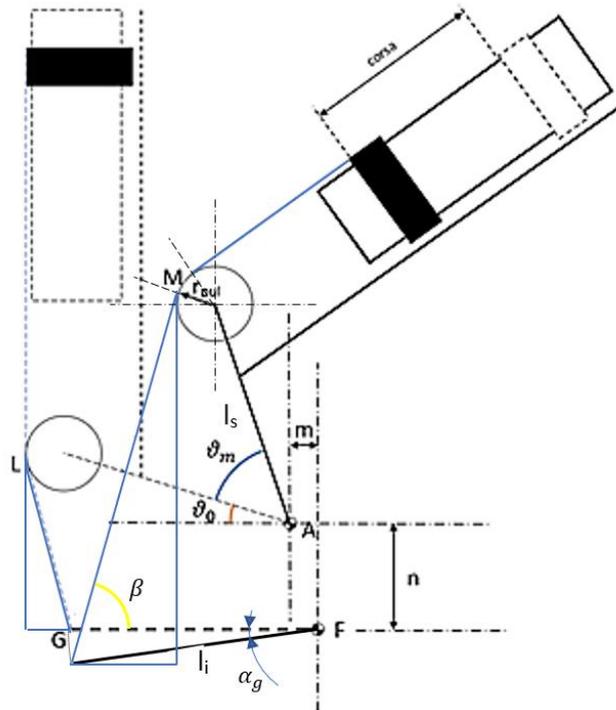


Figura 64 Sistema di rinvio

In Tabella 1 sono riportati i dati geometrici del sistema di rinvio

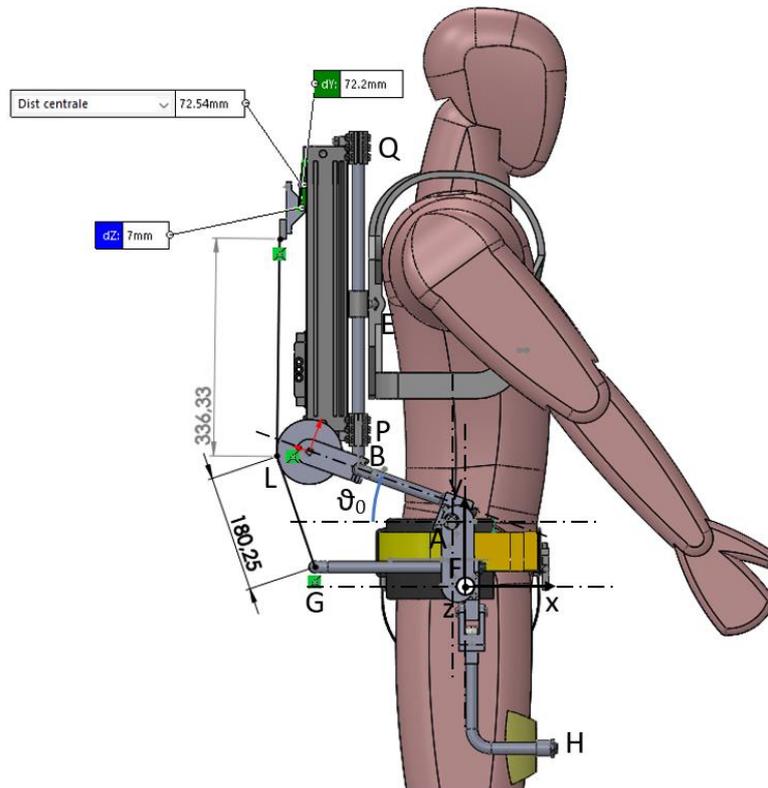
Dati		
β	76.68	$^{\circ}$
	1,33831847	rad
ϑ_0	20	$^{\circ}$
	0,34906585	rad
$\vartheta_0 + \vartheta_m$	80	$^{\circ}$
	1,396263402	rad
α_g	10	$^{\circ}$
	0,174532925	rad
r_{pul}	50	mm
L_{tot}	291,5	mm
m	20	mm
n	100	mm
l_s	241,5	mm
l_i	230	mm

Tabella 1 Dati geometrici del sistema di rinvio

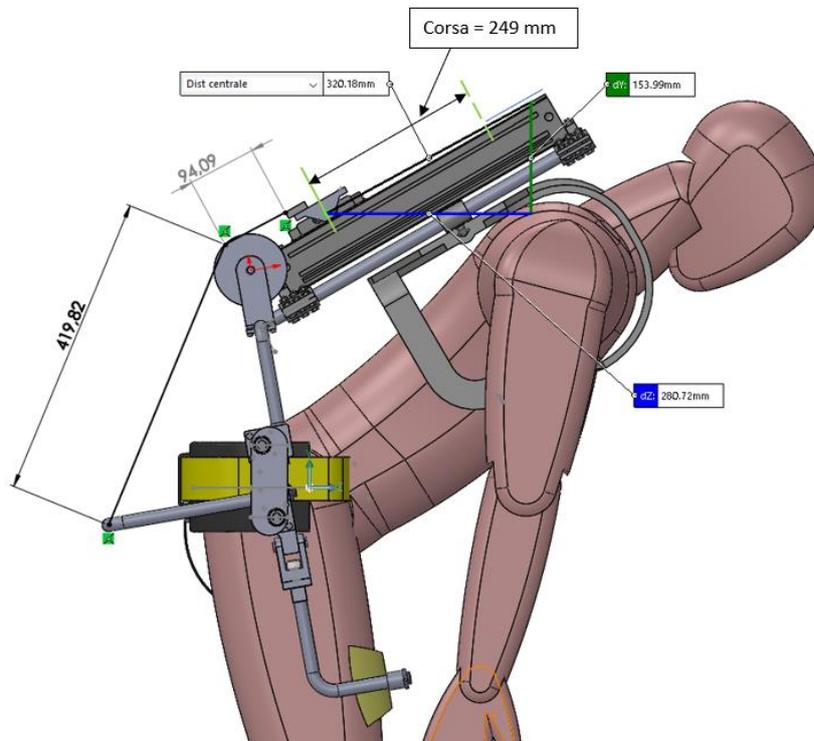
A questo punto, possiamo verificare la corsa dell'attuatore tramite l'immagine in figura 65

$$corsa = 249 \text{ mm}$$

La corsa trovata risulta quindi maggiore di quella calcolata in prima analisi.



(a)



(b)

Figura 65 Valutazione corsa attuatore Airwork

4.2 Calcolo della pressione massima

Il secondo parametro preso in analisi è la pressione massima che potrà essere sviluppata all'interno delle camere dell'attuatore.

Per determinare tale valore si considera la condizione di massimo carico dell'esoscheletro, la quale si verifica per il valore di inclinazione del busto

$$\vartheta_m = 54^\circ$$

A tale angolo corrisponderà secondo quanto ricavato nella prima fase del progetto di tale prototipo una tensione del filo di

$$T_{filo} = \frac{C_{exo_{max}}}{b_{T_{filo}}} = 535 \text{ N}$$

Si ricordi che il braccio $b_{T_{filo}}$ corrisponde a quello mostrato in figura 66

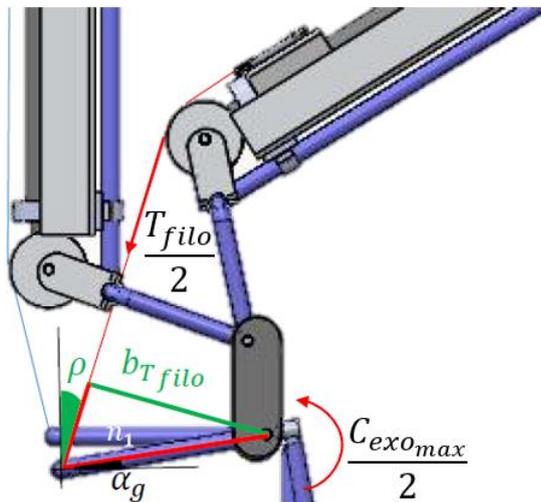


Figura 66 Braccio della forza considerato nel calcolo della coppia dell'esoscheletro

Tale soluzione risulta approssimativa poiché non tiene conto della forza agente sulla puleggia che determina una coppia contraria a quella desiderata, e considera solo parzialmente le reazioni vincolari del cilindro sul braccio del back-frame (ovvero solo le componenti legate al peso dell'attuatore). Nonostante tali osservazioni, si è scelto di utilizzare tale tensione come valore di primo tentativo per la scelta dell'attuatore.

Data la tensione dunque, si è proceduto al calcolo della pressione massima nelle camere, a tale scopo si farà riferimento allo schema di figura 67

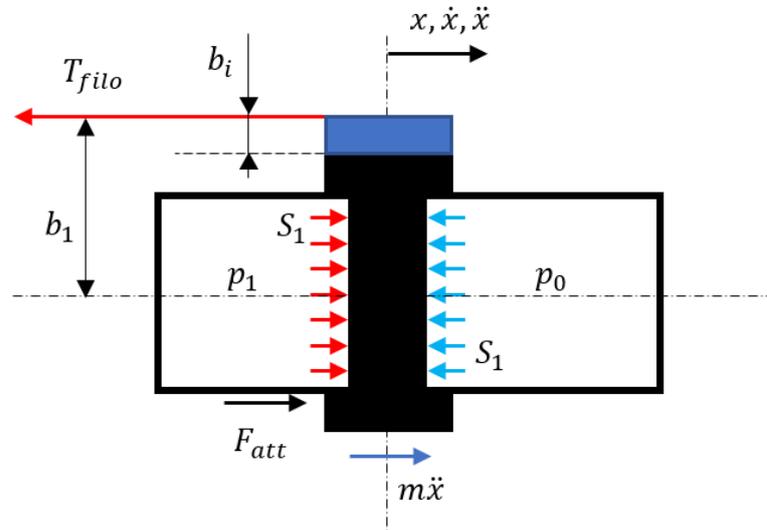


Figura 67 Diagramma corpo libero attuatore pneumatico

Avremo quindi la seguente equazione di equilibrio

$$p_1 S_1 + F_{att} + m\ddot{x} - T_{filo} - p_0 S_1 = 0$$

$$p_1 = \frac{T_{filo} - F_{att} - m\ddot{x}}{S_1}$$

Dove:

p_1 = pressione assoluta della camera inferiore;

p_0 = pressione ambiente = 0 bar;

F_{att} = Forza di attrito tra pistone e cilindro;

m = massa del pistone;

S_1 = superficie del pistone = $1,257 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$; ⁹

Le condizioni di utilizzo dell'esoscheletro prevedono che questo sia attivo una volta raggiunta la posizione desiderata, sotto queste ipotesi si potranno trascurare sia il termine dinamico relativo alla componente d'inerzia che la forza di attrito

⁹ La superficie dello stantuffo è stata calcolata per un alesaggio del cilindro di $\varnothing = 40 \text{ mm}$, questo infatti sarà il diametro scelto in definitiva per l'attuatore

$$F_{att} = 0$$

$$m\ddot{x} = 0$$

L'equazione si riduce pertanto alla

$$p_1 = \frac{T_{filo}}{S_1}$$

4.3 Confronto tra diversi attuatori pneumatici

Come più volte detto nel corso della trattazione, tra i parametri che influenzano la scelta del cilindro pneumatico da utilizzare sono gli ingombri e il peso, la soluzione che meglio soddisfa tali richieste è rappresentata dai cilindri senza stelo, pertanto prenderemmo in considerazione solo questa tipologia. Questi presentano una slitta su di un lato, alla quale andrà ad essere accoppiato il carico, questa peculiare conformazione fa in modo che si vengano a creare momenti flettenti che potrebbero non essere supportati dai cilindri, i quali richiederebbero quindi l'affiancamento di una guida esterna per il corretto funzionamento. Tuttavia, l'inserimento di una guida esterna andrebbe ad aumentare gli ingombri e il peso del sistema pertanto come già anticipato è stata scartata. Risulta evidente l'importanza di reperire un attuttore che possa supportare tali carichi senza l'ausilio di strutture esterne.

Di seguito verrà presentata una breve descrizione dei prodotti reperiti dai cataloghi di diverse aziende del settore.

- FESTO Compact design DCG-K

Il tipo di cilindro preso in considerazione è prodotto dall'azienda FESTO, e rientra nella serie DCG-K la quale presenta un design compatto, ma che offre buona resistenza meccanica.

Questi attuatori sono senza stelo e a doppio effetto.

Per valutare l'idoneità dell'attuttore alle condizioni di utilizzo, si è effettuata un confronto tra le condizioni richieste dal sistema e quelle consentite dall'attuttore (riportate in tabella 2)

FESTO Compact design DCG-K						
Diametro [mm]	Pressione operativa [bar]	Forza teorica (p =6 Pa) [N]	Fz_amm [N]	Mx_amm [Nm]	My_amm [Nm]	Mz_amm [Nm]
40	2 - 8	754	800	3,8	60	8
50	1.5 - 8	1178	1200	6	120	15

Tabella 2 Condizioni di carico ammesse da cilindro FESTO Compact design DCG-K per $\varnothing = 40$ mm e $\varnothing = 50$ mm [18]

Le forze e i momenti indicati in tabella fanno riferimento a quelli di Figura 68.

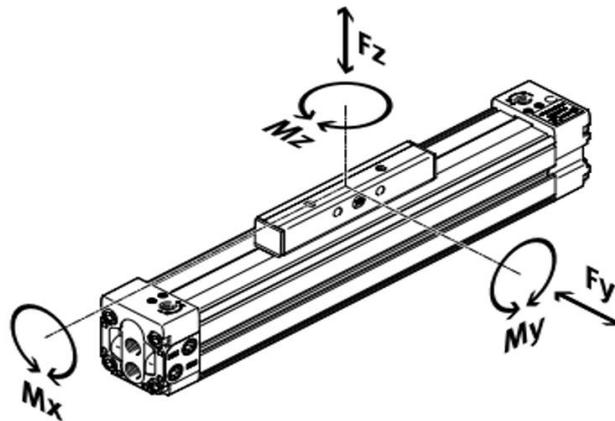


Figura 68 Forze e momenti su cilindro FESTO DCG-K [18]

Noti i dati relativi ai carichi supportabili dal cilindro è possibile verificarne l'adeguatezza al caso di studio.

La prima verifica riguarda la pressione massima operativa; considerando la tensione del filo in condizioni di massimo carico applicata al cilindro di diametro minore ($\varnothing = 40$ mm) si avrà

$$p_1 = \frac{T_{filo}}{S_1} = 4.26 \text{ bar}$$

Dunque, la pressione rientra nel range consentito dall'attuatore.

Un altro aspetto da considerare è la capacità del suddetto di resistere al momento flettente My generato dalla tensione della fune. In figura 68 si può notare come il sistema di riferimento abbia origine sulla superficie superiore della slitta pertanto dovrà essere considerato che il braccio della forza partirà proprio da tale superficie. Poiché per il collegamento tra attuatore e fune dovrà essere interposto un elemento di collegamento, si è considerato un braccio della forza ipotetico "bi" (Figura 65) di

$$b_i = 20 \text{ mm}$$

Ottenendo così il seguente valore di momento

$$M_y = T_{filo} \cdot b_i = 10,7 \text{ Nm}$$

Anche questa condizione risulta quindi ampiamente rispettata.

- **Parker ORIGA SYSTEM serie OSP-P**

Il secondo attuatore preso in esame è prodotto da Parker e appartiene alla serie OSP-P, anche in questo caso si tratta di attuatori senza stelo a doppio effetto.

Le caratteristiche di carico supportato da questi sono riportate in tabella 3

Parker ORIGA SYSTEM serie OSP-P						
Diametro [mm]	Pressione operativa max [bar]	Forza teorica (p =6 Pa) [N]	Fz_amm [N]	Mx_amm [Nm]	My_amm [Nm]	Mz_amm [Nm]
40	8	754	750	6	60	8
50	8	1178	1200	10	115	15

Tabella 3 Condizioni di carico ammesse da cilindro Parker ORIGA SYSTEM serie OSP-P per $\varnothing = 40 \text{ mm}$ e $\varnothing = 50 \text{ mm}$ [19]

I carichi indicati in tabella fanno riferimento a Figura 69 nella quale si evidenzia un sistema riferimento in cui l'origine giace sull'asse del cilindro. Anche in questo caso si è scelto di effettuare le verifiche prima sul cilindro di diametro minore ($\varnothing = 40 \text{ mm}$)

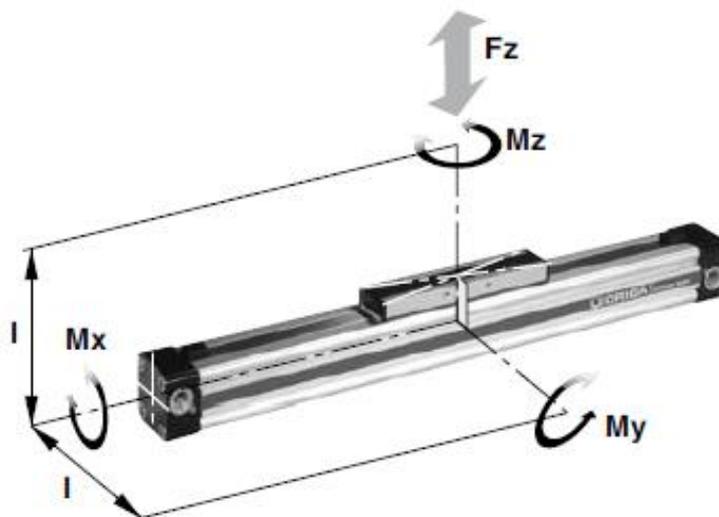


Figura 69 Forze e momenti su cilindro Parker OSP-P [19]

Per quanto riguarda la pressione massima sviluppata nella camera inferiore, essendo uguale l'alesaggio del cilindro, non varierà rispetto al precedente.

Il momento flettente invece sarà differente in quanto diverso sarà il braccio della forza.

La dimensione di quest'ultimo è stata ricavata considerando la distanza tra l'asse del cilindro e la superficie superiore della slitta (ottenuta da catalogo [19]) incrementata di 20 mm (poiché il collegamento richiede come nel precedente caso un elemento di appoggio interposto tra piastra di attacco del filo e slitta). Si ottiene pertanto

$$b_i + b_1 = 64.5 \text{ mm}$$

$$M_y = T_{filo} \cdot b_1 = 34,5 \text{ Nm}$$

Anche in questo caso il valore rientra nelle possibilità dell'attuatore.

- **SMC serie MY1B**

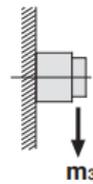
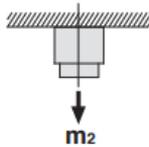
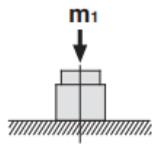
La terza opzione presa in considerazione è rappresentata dai cilindri SMC serie MY1B, i quali sono come i precedenti cilindri senza stelo a doppio effetto. Si riportano anche in questo caso i dati relativi alle condizioni di carico ammesse dai cilindri in questione, tuttavia verranno riportate solamente quelle relative all'attuatore di alesaggio pari a 40 mm.

SMC serie MY1B						
Diametro [mm]	Pressione operativa max [bar]	Forze ammissibili		Momenti ammissibili		
		Forza teorica (p =6 Pa) [N]	m ₁ [N]	M ₂ [Nm]	M ₁ [Nm]	M ₃ [Nm]
40	8	754	520	4.8	40	12

Tabella 4 Condizioni di carico ammesse da cilindro SMC serie MY1B per $\varnothing = 40 \text{ mm}$ [20]

I carichi indicati in tabella fanno riferimento allo schema riportato in Figura 70 ottenuto dal catalogo SMC [20]

Peso del carico [kg]



Momento [N·m]

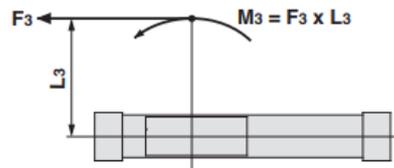
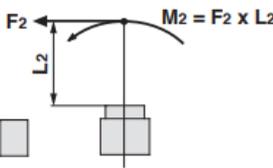
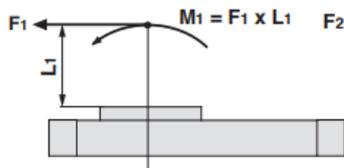


Figura 70 Forze e momenti su cilindro SMC MY1B [20]

Anche in questo caso avremo che la pressione nella camera inferiore sarà contenuta nei limiti imposti dall'attuatore, pertanto si è passato direttamente alla verifica del momento flettente. In questo caso il braccio della forza (rappresentato da L1 in figura 70) verrà calcolato partendo dalla superficie superiore della slitta, pertanto si considera come per il caso del cilindro FESTO un braccio ipotetico b_i di lunghezza

$$b_i = 20 \text{ mm}$$

Si ottiene così

$$M_1 = T_{filo} \cdot b_i = 10,7 \text{ Nm}$$

- AIR WORK SS031

L'ultima soluzione presa in esame è quella riguardante gli attuatori dell'azienda AIRWORK serie SS031. Si tratta anche in questo caso di cilindri a doppio effetto senza stelo e sono contraddistinti da ridotti ingombri e pesi, tuttavia risultano meno resistenti rispetto a quelli considerati finora. In tabella 5 sono riportati i dati dei carichi supportabili da questi ultimi.

AIR WORK SS031						
Diametro [mm]	Pressione operativa max [bar]	Forza effettiva (p = 6 Pa) [N]	Fz_amm [N]	Mq_amm [Nm]	Ml_amm [Nm]	Ms_amm [Nm]
40	8	655	650	4	30	27

Tabella 5 Condizioni di carico ammesse da cilindro AIR WORK SS031 per $\phi = 40$ mm [17]

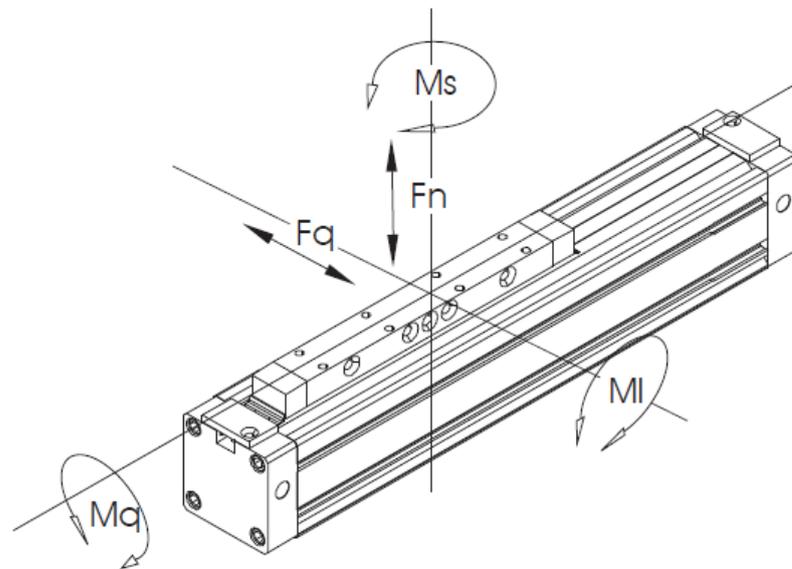


Figura 71 Forze e momenti su cilindro AIRWORK SS031 [17]

La pressione nella camera come per gli altri è sotto il limite garantito dall'attuatore, si nota tuttavia un momento flettente ammissibile M_{l_amm} minore rispetto ai precedenti, inoltre come mostrato in Figura 71 (reperita da catalogo [21]), l'origine del sistema di riferimento degli assi a cui si riferiscono i momenti si trova sulla superficie superiore della slitta, si otterrà in tal modo

$$b_i = 20 \text{ mm}$$

E quindi

$$M_l = T_{fito} \cdot b_i = 10,7 \text{ Nm}$$

A questo punto è possibile effettuare il confronto tra le soluzioni riportate. A tale scopo si andranno a elencare in tabella 6 tutte le caratteristiche che possono influenzare la scelta ovvero: rapporto tra pressione effettiva e pressione massima, rapporto tra momento flettente effettivo e quello massimo, peso e lunghezza. I dati relativi ad ingombro e peso sono stati anch'essi reperiti dai rispettivi cataloghi [17][18][19][20]

Attuatore	Diametro [mm]	Corsa	p_1/p_{max}	M_y/M_{y_amm}	Peso [kg]	Lunghezza totale [mm]
ORIGA SYSTEM serie OSP-P	40	250	0.53	0.575	2,9875	550
FESTO Compact design DCG-K	40	250	0.53	0.178	4,135	550
SMC serie MY1B	40	250	0.53	0.268	4,36	590
AIR WORK SS031	40	250	0.53	0.356	3,71	440

Tabella 6 Confronto tra i cilindri in analisi [17] [18][19][20]

Poiché tutti gli attuatori in esame rispettano le specifiche relative ai carichi, si è optato per quello che rappresenta il migliore compromesso tra peso ed ingombro ovvero l'attuatore AIRWORK serie SS031 con alesaggio di 40 mm corsa di 250 mm (denominazione: AIRWORK SS0310400250)

5 Riprogettazione back-frame

Selezionato l'attuatore pneumatico, si andrà di seguito a studiare il back-frame, ovvero la struttura su cui questo poggia e che verrà ad essere collegata al corpo dell'utilizzatore per mezzo di due spallacci. La peculiarità di questo elemento è la possibilità di ruotare attorno al perno superiore del giunto d'anca al quale è connesso per mezzo di un supporto e di un alberino facendo di quest'ultimo una struttura quasi solidale al busto dell'utente¹⁰

Il back-frame come precedentemente riportato è uno dei tre sotto-assiemi principali insieme al leg-link e al giunto d'anca, esso è formato da vari componenti riportati in figura 72 e figura 73

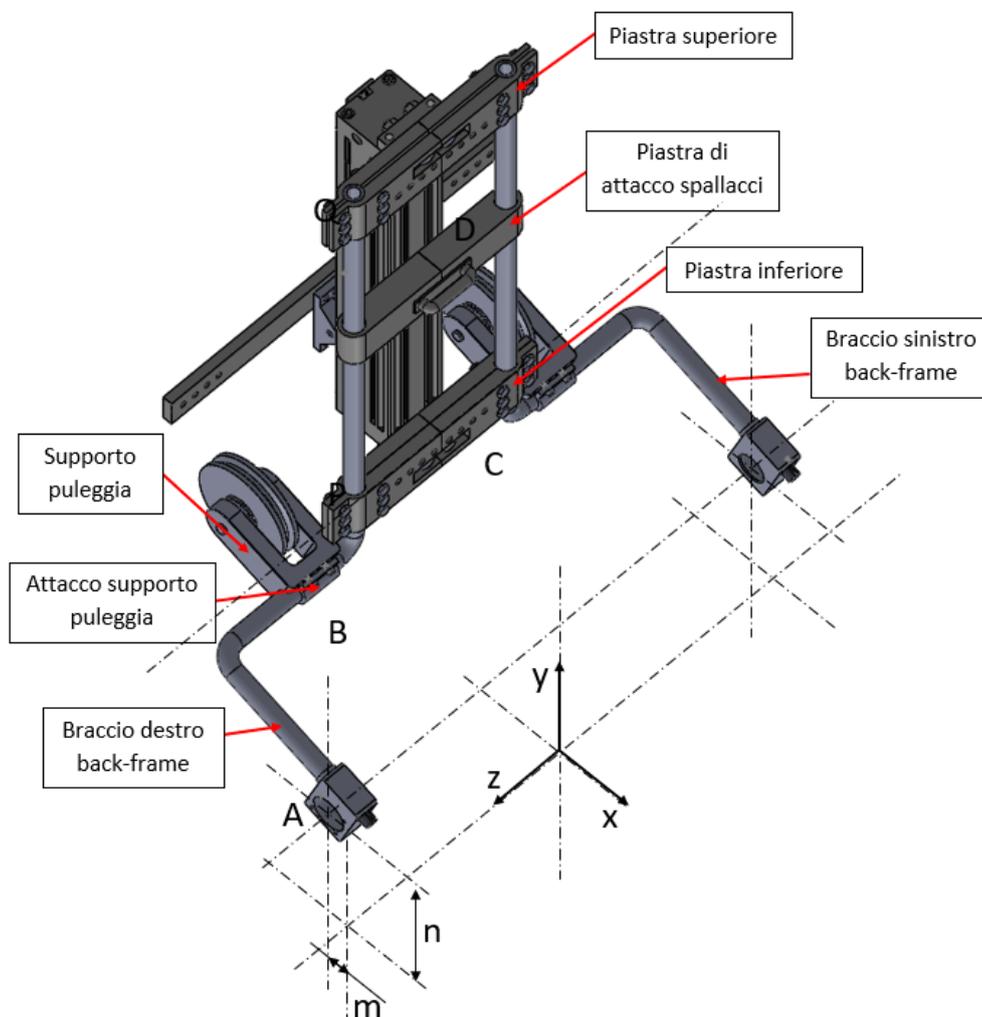


Figura 72 Vista assonometrica (anteriore) del back-frame

¹⁰ La solidarietà non è totale a causa dell'inarcamento della schiena che un corpo rigido come il back-frame non può seguire completamente

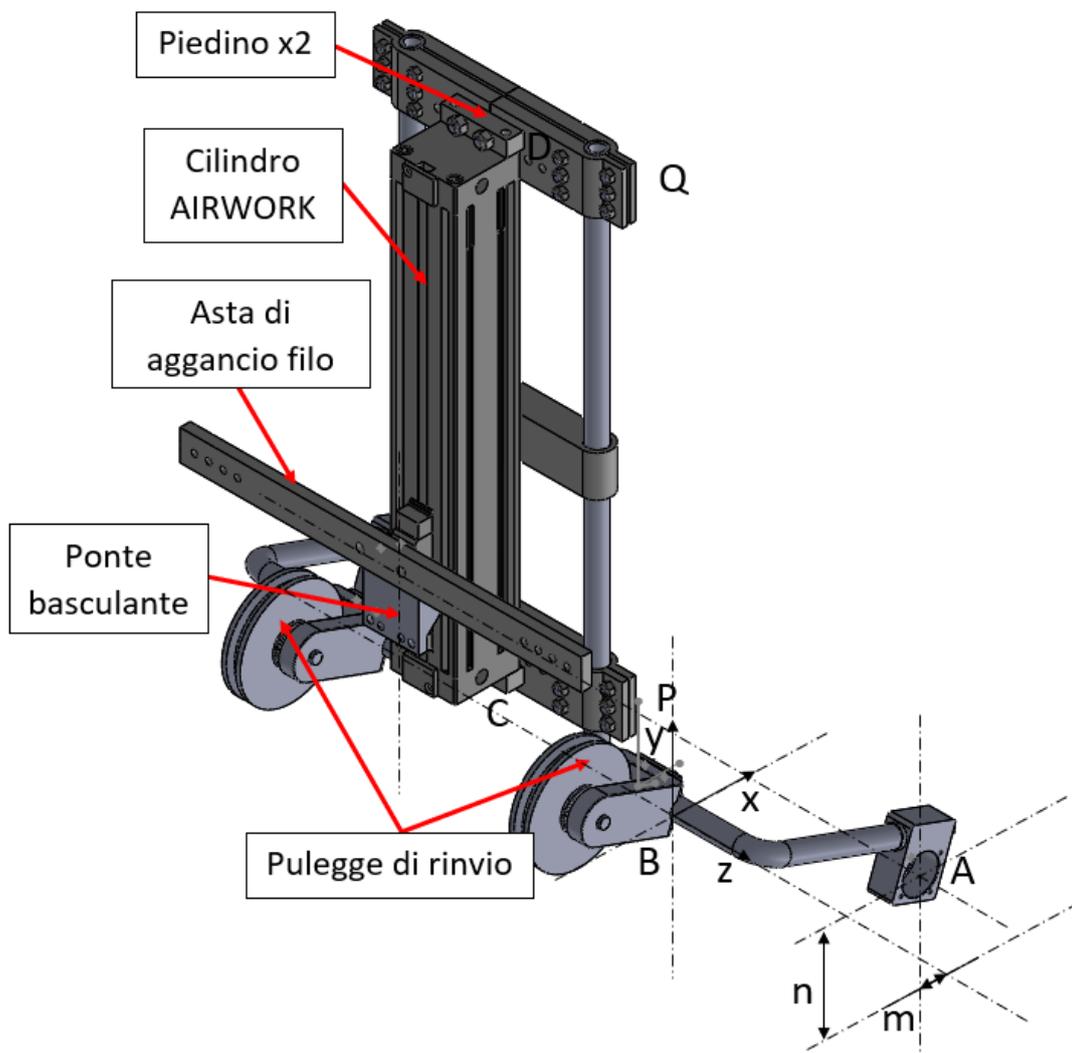


Figura 73 Vista assonometrica (posteriore) del back-frame

Le modifiche apportate rispetto al prototipo precedente sono state discusse nel capitolo 3, e non verranno elencate nuovamente. Nel presente capitolo pertanto si andrà a discutere la progettazione dei principali elementi, per i quali verranno analizzati i diagrammi di corpo libero, le reazioni vincolari, i diagrammi degli sforzi, le tensioni principali ed infine si effettuerà il dimensionamento.

Nella progettazione si è proceduto in una prima fase valutando i carichi agenti sul cilindro e sulle pulegge, i quali si ripercuoteranno sulle piastre di appoggio (per quanto riguarda l'attuatore) e quindi sui bracci, così da poter effettuare il dimensionamento di questi elementi.

5.1 Calcolo reazioni vincolari dell'attuatore

In seguito alle verifiche effettuate nel precedente capitolo è stato selezionato il cilindro pneumatico AIRWORK SS0310400250, che presenta alesaggio di 40 mm e una corsa di 250 mm. Questo verrà collegato alle piastre inferiore e superiore tramite due bulloni che vanno ad inserirsi su due fori passanti presenti sui due piedi di appoggio, mentre l'aggancio alla fune è realizzato per mezzo di un ponte basculante e di un'asta incastrata su quest'ultimo. Sia il ponte che i piedi sono stati selezionati dal catalogo AIRWORK [17]. La proprietà principale del ponte basculante è quella di poter oscillare attorno ad un perno che funge da cerniera, in questo modo il momento trasmesso al perno sarà nullo e il braccio della forza risulterà ridotto dell'intera distanza compresa tra filo e perno. Per quanto riguarda l'asta, in essa si nota la presenza di due serie fori disposti agli estremi di quest'ultima, questi avranno la funzione di consentire l'aggancio della fune tramite moschettone, e inoltre contribuiscono a permettere la regolazione in larghezza del dispositivo.

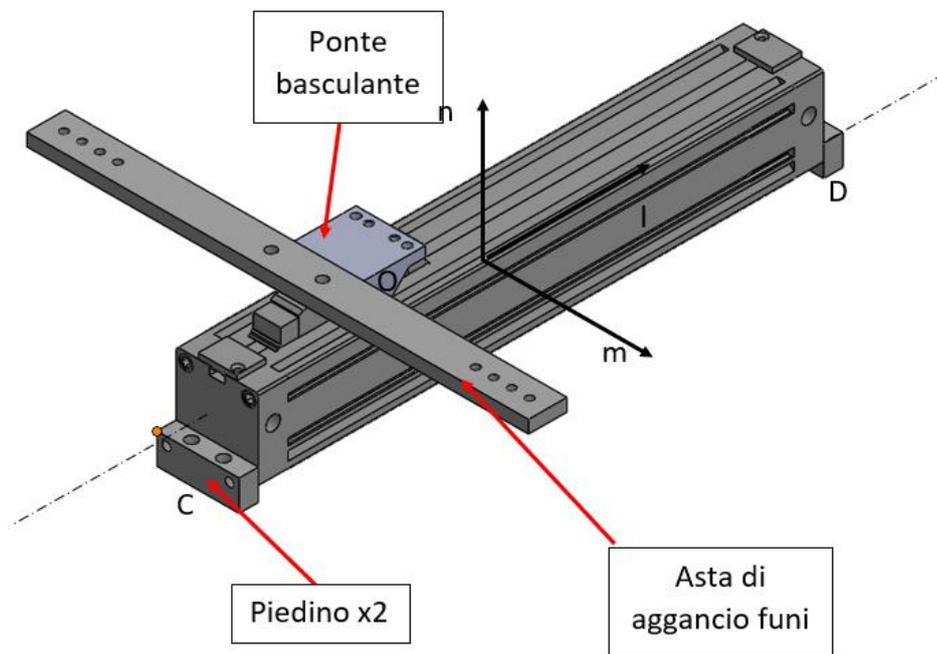


Figura 74 Vista assometrica attuatore con accessori

Il passo successivo consiste nel calcolo delle reazioni vincolari nei punti di appoggio dell'attuatore sulle piastre.

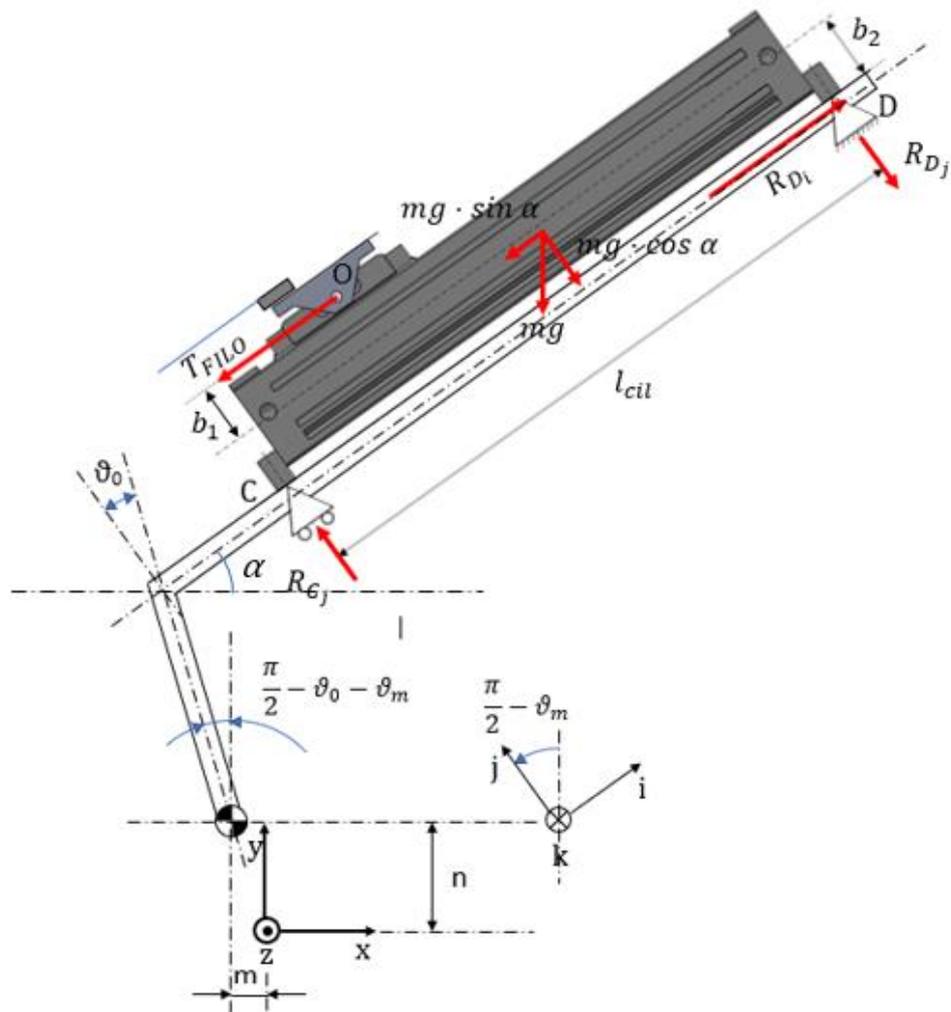


Figura 75 Diagramma di corpo libero dell'attuatore

Dal diagramma di corpo libero in figura 75 si nota come l'attuatore sia vincolato isostaticamente, pertanto seguiranno le seguenti equazioni di equilibrio alla traslazione lungo i e j e alla rotazione intorno al punto C

$$R_{Cj} - R_{Dj} - mg \cdot \cos \alpha = 0$$

$$R_{Di} - mg \cdot \sin \alpha - T_{filo} = 0$$

$$T_{filo} \cdot (b_1 + b_2) + mg \cdot \sin \alpha \cdot b_2 - mg \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_{cil}}{2} - R_{Dj} \cdot l_{cil} = 0$$

I valori numerici delle dimensioni dei bracci e delle forze agenti sono riportati in tabella 7, mentre in tabella 8 si trovano quelli relativi alle reazioni vincolari.

Dati per il calcolo		
l_{cil}	455	mm
b_1	39,5	mm
b_2	99	mm
ϑ_0	20	°
	0,349066	rad
$\vartheta_0 + \vartheta_m$	74	°
	1,291544	rad
α	36	°
	0,628319	rad
m	3.85	kg
T_{filo}	535	N

Tabella 7 Dati geometrici del cilindro e carichi agenti

Reazioni vincolari (i-j) ¹¹		
R_{D_j}	103,0561468	N
R_{C_j}	133,6115051	N
R_{D_i}	557,1997673	N

Tabella 8 Reazioni vincolari sui supporti del cilindro

5.2 Calcolo reazioni vincolari della puleggia

Oltre al cilindro pneumatico le funi andranno ad esercitare una forza anche sulle pulegge di rinvio, che essendo connesse ai bracci del back-frame tramite elementi di supporto, riverseranno tali carichi su questi ultimi. Il calcolo delle forze agenti sulle pulegge risulta necessario non solo per valutare la condizione di carico dei bracci del back-frame, ma anche perché queste andranno a generare una coppia (rispetto alla cerniera su cui ruotano i bracci) contraria a quella utile al sostegno dell'utente.

In figura 76 si riporta il diagramma di corpo libero della puleggia destra dal quale si nota come la forza agente su di essa sia la risultante dei vettori tensione. La puleggia è incastrata al braccio destro,

¹¹ In tabella sono indicati i valori delle reazioni vincolari con riferimento alle direzioni e versi indicati in figura...

pertanto le reazioni vincolari che si andranno a sviluppare saranno i vettori che si oppongono alla traslazione lungo gli assi x e y (R_{pulx} , R_{puly}) e un momento (M_{pulz}) che inibisce la rotazione attorno all'asse z. Si comincia calcolando la risultante delle forze agente sulla puleggia

$$F_{pul} = 2 \cdot \left(\frac{T_{filo}}{2} \sin \frac{\delta}{2} \right)$$

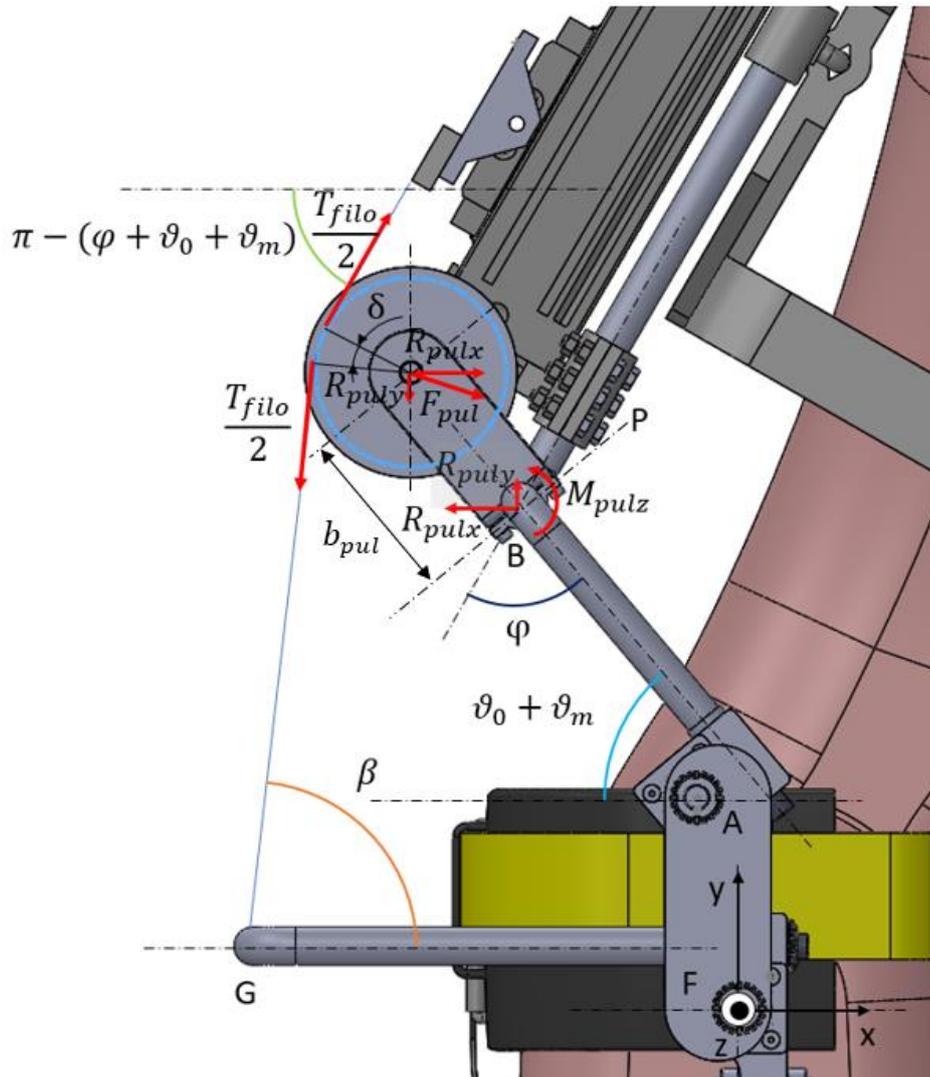


Figura 76 Diagramma di corpo libero di puleggia e supporto

Si avrà dunque

$$R_{pulx} = F_{pul} \sin \left(\pi - \varphi - \vartheta_0 - \vartheta_m + \frac{\delta}{2} \right)$$

$$R_{pul_y} = F_{pul} \cos\left(\pi - \varphi - \vartheta_0 - \vartheta_m + \frac{\delta}{2}\right)$$

$$M_{pul_z} = R_{pul_x} \cdot b_{pul} \cdot \sin(\vartheta_0 + \vartheta_m) - R_{pul_y} \cdot b_{pul} \cdot \cos(\vartheta_0 + \vartheta_m)$$

Per agevolare i calcoli nei successivi paragrafi risulta utile riportare le reazioni vincolari R_{pul_x} e R_{pul_y} sugli assi i e j si avrà

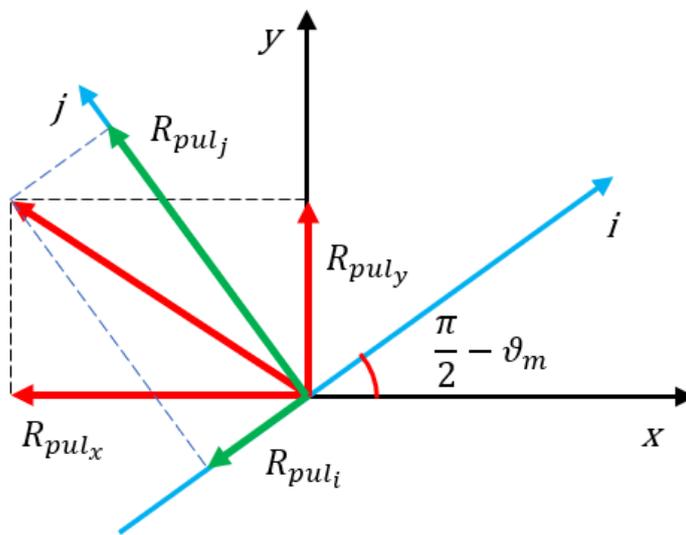


Figura 77 Rotazione dei vettori relativi alle reazioni vincolari della puleggia sul sistema di riferimento locale i - j - k

$$R_{pul_i} = R_{pul_x} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta_m\right) - R_{pul_y} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta_m\right)$$

$$R_{pul_j} = R_{pul_x} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta_m\right) + R_{pul_y} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \vartheta_m\right)$$

I dati relativi alla geometria del sistema e alle forze in gioco sono riportati in tabella 9, mentre in tabella 10 troviamo le reazioni vincolari calcolate.

Dati per il calcolo		
b_{pul}	135.5	mm
ϑ_0	20	°
	0,35	rad
$\vartheta_0 + \vartheta_m$	74	°
	1,29	rad
φ	36	°
	0,63	rad
δ	40,68	°
	0.71	rad
m	3.85	kg
T_{filo}	535	N

Tabella 9 Dati geometrici della puleggia e del supporto e carichi agenti

Reazioni vincolari (x-y) ¹²		
R_{pul_x}	154,78	N
R_{pul_y}	103,07	N
M_{pul_z}	16,31	Nm
R_{pul_i}	64,64	N
R_{pul_j}	174,37	N

Tabella 10 Reazioni vincolari sul supporto della puleggia

5.3 Verifica della coppia utile fornita dall'esoscheletro

Trovate le reazioni vincolari degli elementi connessi ai bracci del back-frame e quindi i carichi agenti su questi ultimi, sarà possibile valutare se l'effetto utile prodotto dalla tensione della fune sia sufficiente a garantire la coppia necessaria al sostegno dell'operatore. A tale scopo sarà necessario analizzare la struttura dei bracci, i vincoli presenti e la metodologia con cui questi sono collegati ai componenti presi in esame nei paragrafi precedenti del presente capitolo.

Come più volte ripetuto, i bracci del back-frame costituiscono le strutture su cui andranno a riversarsi tutti i carichi calcolati nei precedenti due paragrafi, essi sono poi vincolati al giunto d'anca per mezzo

¹² In tabella sono indicati i valori delle reazioni vincolari con riferimento alle direzioni e versi indicati in figura...

di due cerniere, e al corpo tramite gli spillacci collegati ad esso tramite una piastra (“piastra di aggancio degli spillacci”).

Ad essi verranno incastrati i supporti delle pulegge, e si andrà ad appoggiare anche l’attuatore, per mezzo delle piastre superiore ed inferiore. Il fatto che l’attuatore appoggi sulle piastre fa sì che le reazioni vincolari sui supporti del suddetto verranno a dividersi equamente sui bracci in modo che ognuno di essi percepisca un carico minore rispetto a quello precedentemente calcolato. Al fine di determinare le forze derivanti dalle reazioni vincolari dell’attuatore agenti sui bracci, andremo a valutare il metodo di bloccaggio delle piastre su questi.

Per quanto riguarda la piastra superiore si riporta in figura 78 il diagramma di corpo libero riferito al piano i-k. Come già detto il sistema di riferimento locale i-j-k è ottenuto partendo da quello globale x-y-z traslando l’origine in direzione y di una distanza n e in direzione x di una distanza m (corrispondenti al distanziamento dei perni del giunto d’anca) e ruotando gli assi y e x attorno a z di un angolo pari a

$$\frac{\pi}{2} - \vartheta_m$$

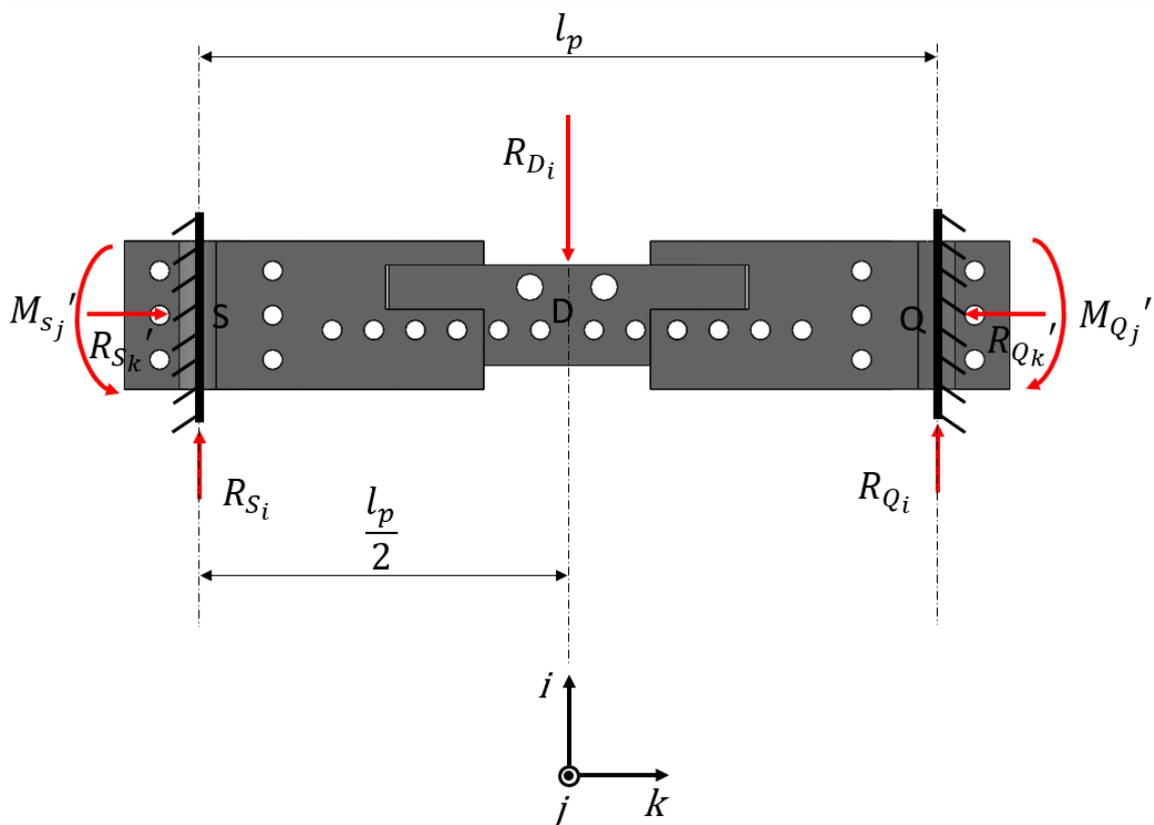


Figura 78 Diagramma di corpo libero della piastra superiore piano i-k

Come si può vedere in figura 78 La piastra può essere considerata doppiamente incastrata sui bracci; tale configurazione genera sui vincoli sia reazioni alla traslazione lungo gli assi i e k che alla rotazione rispetto all'asse j.

La condizione di carico considerata nel calcolo è la più gravosa, ovvero quella che presenta il massimo valore di R_{D_i} e la massima dimensione della lunghezza l_p .

Nota la geometria, i vincoli e i carichi si è proceduto con il calcolo delle reazioni vincolari per questa configurazione, imponendo l'equilibrio alla traslazione verticale orizzontale e alla rotazione attorno ad S.

$$R_{D_i} - R_{Q_i} - R_{S_i} = 0$$

$$R'_{Q_k} - R'_{S_k} = 0$$

$$R_{Q_i} \cdot l_p - M'_{Q_j} - R_{D_i} \cdot \frac{l_p}{2} + M'_{S_j} = 0$$

Essendo la struttura tre volte iperstatica presenta sei incognite per tre equazioni, pertanto per poter risolverla bisognerà valutare l'andamento dell'inclinazione e della freccia.

Si è proceduto come mostrato in figura 79 eliminando il vincolo in corrispondenza di Q e considerando le reazioni come carichi esterni, quindi sono state calcolati gli andamenti di inclinazione e freccia per ognuno dei carichi considerati imponendo le condizioni al contorno

$$\frac{dy}{dx}(x = 0) = 0; \quad y(x = 0) = 0;$$

Infine, alla somma degli andamenti delle grandezze così trovate sono state applicate le condizioni di congruenza al vincolo

$$\sum_i \left(\frac{dy}{dx} \right)_i (x = l_p) = 0; \quad \sum_i y_i(x = l_p) = 0$$

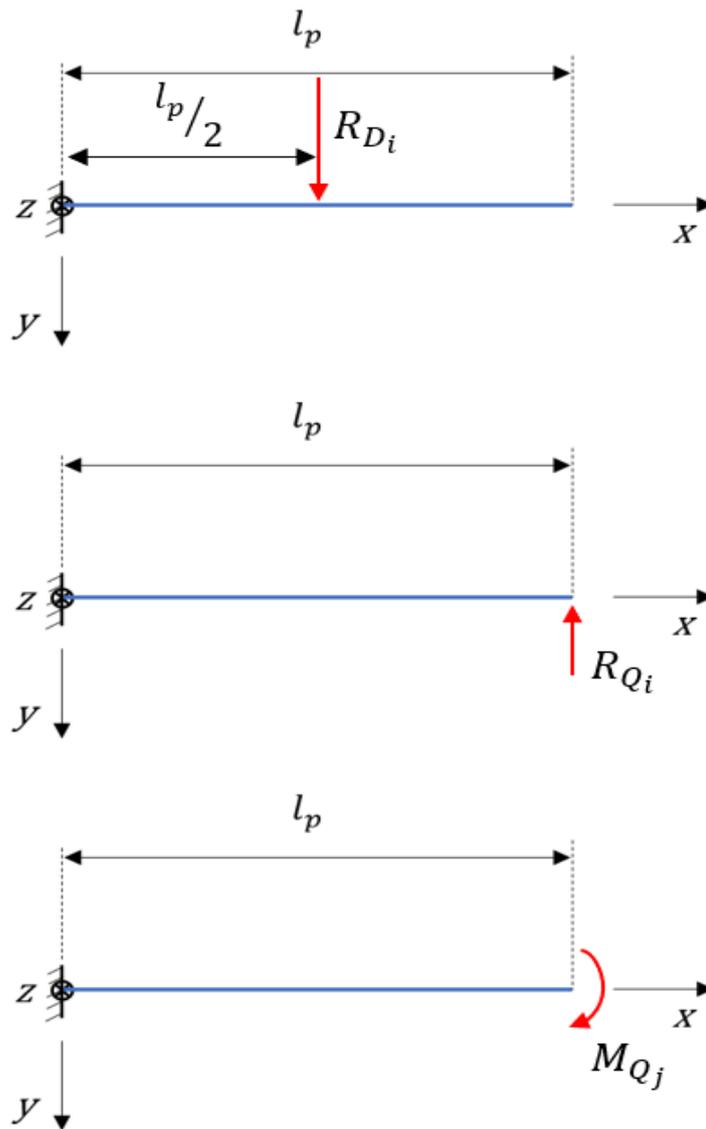


Figura 79 Schema per il calcolo di inclinazione e freccia relative alla piastra superiore

Si ottengono così le seguenti equazioni

$$\frac{R_{D_i}}{8EJ} l_p^2 - \frac{R_{Q_i}}{2EJ} l_p^2 + \frac{M_{Q_j}}{EJ} l_p = 0$$

$$\frac{R_{D_i}}{12EJ} l_p^3 - \frac{R_{Q_i}}{3EJ} l_p^3 + \frac{M_{Q_j}}{2EJ} l_p^2 = 0$$

Ne consegue che

$$M'_{Qj} = M'_{Sj} = \frac{R_{Di}}{8} \cdot l_p$$

$$R_{Qi} = R_{Si} = \frac{R_{Di}}{2}$$

Si consideri adesso il diagramma di corpo libero della stessa piastra sul piano j-k mostrato in figura 80, come si può vedere, anche in questo caso la piastra risulta tre volte iperstatica per la presenza di un doppio incastro nei punti S e Q. Per calcolare le reazioni vincolari si procederà nella stessa maniera adottata per il precedente calcolo.

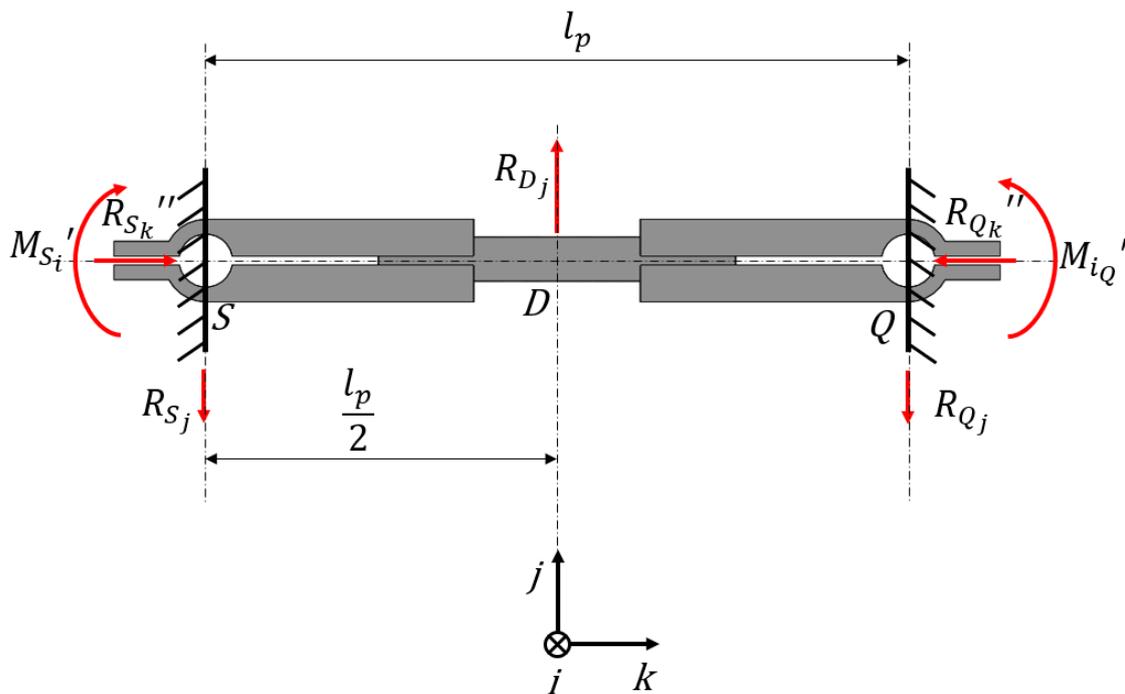


Figura 80 Diagramma di corpo libero della piastra superiore piano j-k

Si ottiene così

$$M'_{Qi} = M'_{Si} = \frac{R_{Dj}}{8} \cdot l_p$$

$$R_{Qj} = R_{Sj} = \frac{R_{Dj}}{2}$$

Si consideri adesso la piastra inferiore, l'accoppiamento tra questa e i bracci del back-frame, come già discusso, è realizzato con gioco, in modo che questa possa scorrere lungo gli assi dei suddetti bracci. Questa condizione fa in modo che i vincoli forniti della piastra (sul piano j-k) dai bracci siano assimilabili ad un carrello ed una cerniera, rendendo così la struttura isostatica come mostrato in figura 81. Per quanto riguarda il piano i-k invece, la conseguenza della condizione di gioco è che su questa vista non risultano carichi agenti.

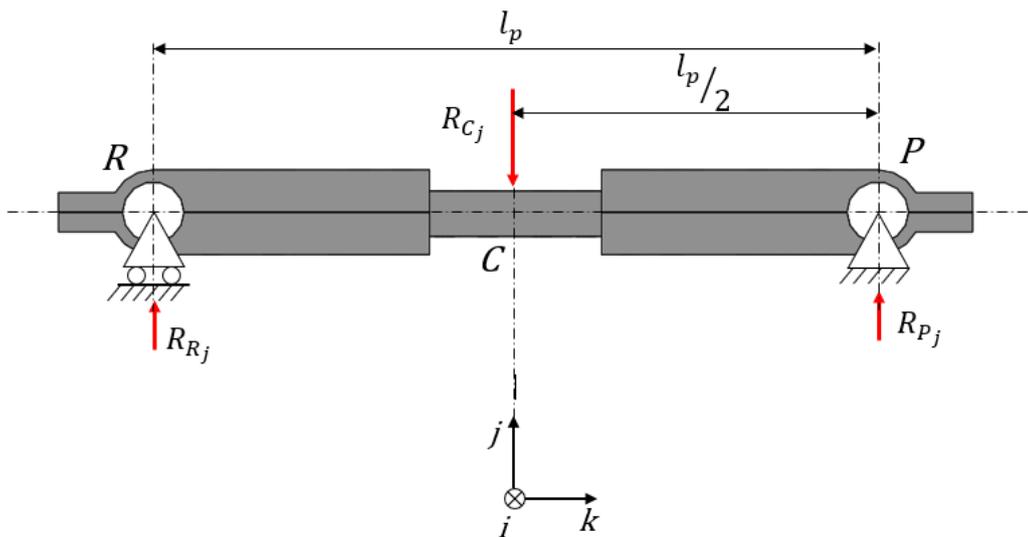


Figura 81 Diagramma di corpo della piastra inferiore piano j-k

Si è quindi proceduto alla scrittura delle equazioni di equilibrio alla traslazione verticale e orizzontale nonché alla rotazione rispetto al punto R

$$R_{Cj} - R_{Pj} - R_{Rj} = 0$$

$$R_{Pk} = 0$$

$$R_{Cj} \cdot l_p - R_{Pj} \cdot \frac{l_p}{2} = 0$$

Si ottiene così

$$R_{Pj} = R_{Rj} = \frac{R_{Cj}}{2}$$

Definite le formule necessarie al calcolo delle reazioni vincolari si riportano i valori numerici delle grandezze usate per il calcolo in tabella 11 e delle reazioni vincolari calcolate in tabella 12.

Dati per il calcolo		
l_p	264	mm
R_{D_i}	557,20	N
R_{D_j}	103,06	N
R_{C_j}	133,61	N

Tabella 11 Dati utilizzati nel calcolo delle reazioni vincolari delle piastre superiore ed inferiore

Reazioni vincolari ¹³			
Piastra superiore piano i-k	R_{Q_i}	278,60	N
	R_{S_i}	278,60	N
	M_{Q_j}'	18,39	Nm
	M_{S_j}'	18,39	Nm
Piastra superiore piano j-k	R_{Q_j}	51,53	N
	R_{S_j}	51,53	N
	M_{Q_i}'	3,40	Nm
	M_{S_i}'	3,40	Nm
Piastra inferiore piano j-k	R_{P_j}	66,81	N
	R_{R_j}	66,81	N
	R_{P_k}	0	N

Tabella 12 Reazioni vincolari relative alle piastre superiore ed inferiore

Le reazioni vincolari trovate andranno a riversarsi sui bracci del back-frame.

Prima di calcolare le reazioni vincolari agenti sui bracci del back-frame su tutti i piani è necessario valutare che la coppia generata attorno alla cerniera del back-frame sia sufficiente a garantire il sostegno richiesto. Dal grafico riportato nel secondo capitolo (figura 11), si può ricavare il valore massimo della coppia richiesta all'esoscheletro, la quale ammonta a

¹³ In tabella sono indicati i valori delle reazioni vincolari con riferimento alle direzioni e versi indicati in figura 79, figura 80 e figura 81

$$C_{exo_{max}} \approx 110 \text{ Nm}$$

Tale coppia può essere calcolata come

$$C_{exo_{max}} = 2 \cdot R_{Ej} \cdot b_{anc}$$

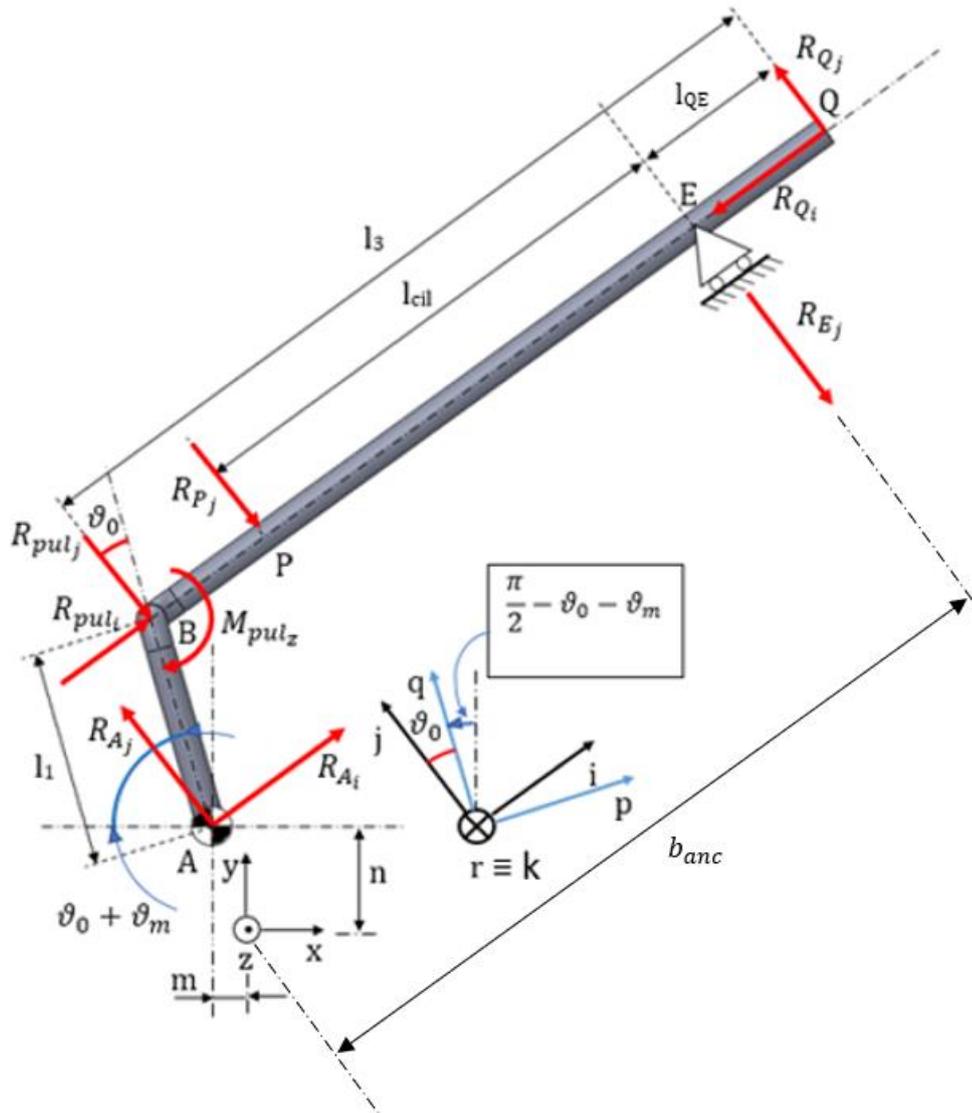


Figura 82 diagramma di corpo libero del braccio destro del back-frame piano x-y

Perché tale verifica possa essere effettuata si richiede il valore di R_{Ej} , pertanto si riportano le equazioni di equilibrio alla traslazione lungo i e j e alla rotazione attorno al punto A.

$$R_{Aj} + R_{Qj} - R_{pul_j} - R_{Pj} - R_{Ej} = 0$$

$$R_{A_i} + R_{pul_i} - R_{Q_i} = 0$$

$$R_{Q_j} \cdot (l_3 + l_1 \sin \vartheta_0) + R_{Q_i} \cdot l_1 \cos \vartheta_0 - R_{E_j} \cdot (l_3 - l_{QE} + l_1 \sin \vartheta_0) + \\ - R_{P_j} \cdot (l_3 - l_{QE} - l_{cil} + l_1 \sin \vartheta_0) - R_{pul_j} l_1 \sin \vartheta_0 - R_{pul_i} l_1 \cos \vartheta_0 - M_{pul_z} = 0$$

Dalle equazioni risulta

$$R_{E_j} = \frac{R_{Q_j} \cdot (l_3 + l_1 \sin \vartheta_0) + R_{Q_i} \cdot l_1 \cos \vartheta_0 - R_{P_j} \cdot (l_3 - l_{QE} - l_{cil} + l_1 \sin \vartheta_0) - R_{pul_j} l_1 \sin \vartheta_0}{l_3 - l_{QE} + l_1 \sin \vartheta_0} + \\ + \frac{-R_{pul_i} l_1 \cos \vartheta_0 - M_{pul_z}}{l_3 - l_{QE} + l_1 \sin \vartheta_0}$$

$$R_{A_i} = R_{Q_i} - R_{pul_i}$$

$$R_{A_j} = R_{pul_j} + R_{P_j} + R_{E_j} - R_{Q_j}$$

ne conseguono i valori numerici riportati in tabella 13

Reazioni vincolari (i-j)		
R_{E_j}	53,15891	N
R_{A_j}	242,8021	N
R_{A_i}	213,9617	N

Tabella 13 Reazioni vincolari del braccio destro del back-frame piano i-j

Risultando in una coppia $C_{exo\ max}$

$$C_{exo\ max} = 2 \cdot R_{E_j} \cdot (l_3 - l_{QE} + l_1 \cdot \sin \vartheta_0 + n \cdot \sin \vartheta_0) = 56,10\ Nm$$

Dunque, la coppia massima non è sufficiente a garantire il sostegno dell'operatore, essendo circa la metà di quella richiesta.

Per ovviare a tale problema si possono seguire due direzioni, la prima consiste nell'aumentare la tensione della fune, mentre la seconda sarebbe quella di modificare il meccanismo di rinvio della puleggia in modo da ridurre l'avvolgimento della fune attorno quest'ultima e quindi la coppia contraria sulla cerniera. Tuttavia, l'ultima soluzione andrebbe ad aumentare la corsa richiesta all'attuatore e quindi la sostituzione dello stesso, in quanto questa è già al limite consentito; inoltre risulterebbe in un aumento del peso del sistema nonché degli ingombri.

Si è dunque scelto di incrementare la tensione della fune, tenendo comunque in considerazione che la pressione all'interno della camera dell'attuatore non superi il valore limite di

$$p_{1_{max}} = 8 \text{ bar}$$

e che il momento flettente agente sulla guida (mostrato in figura 84) della slitta non superi

$$M_l = 30 \text{ Nm}$$

Da un calcolo iterativo si è trovato che la tensione della fune necessaria ammonta a

$$T_{filo} \approx 945 \text{ N}$$

Si avrà quindi

$$p_1 = \frac{T_{filo}}{S_1} = 7,52 \text{ bar};$$

$$M_l = T_{filo} \cdot b_i = 18.90 \text{ Nm};^{14}$$

¹⁴ Le grandezze riportate fanno riferimento alla figura 83, i valori numerici di S_1 e b_i sono invece riportati nel paragrafo 4.2

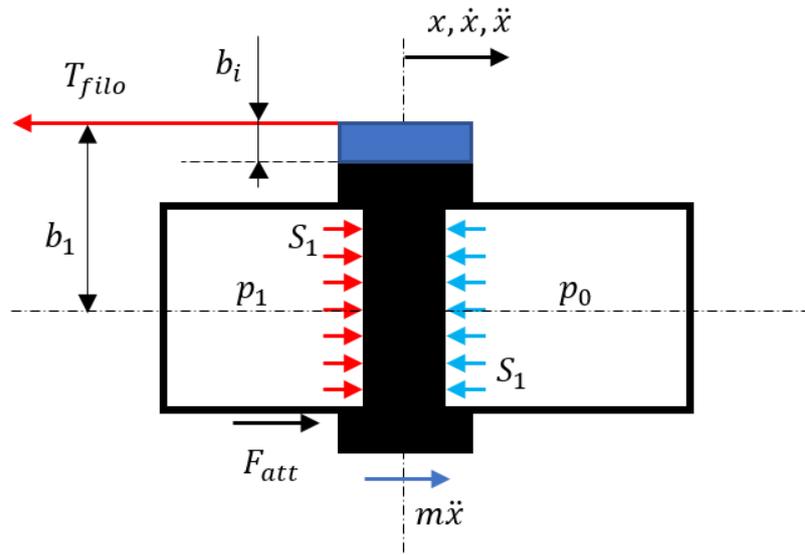


Figura 83 Diagramma di corpo libero delle camere dell'attuatore

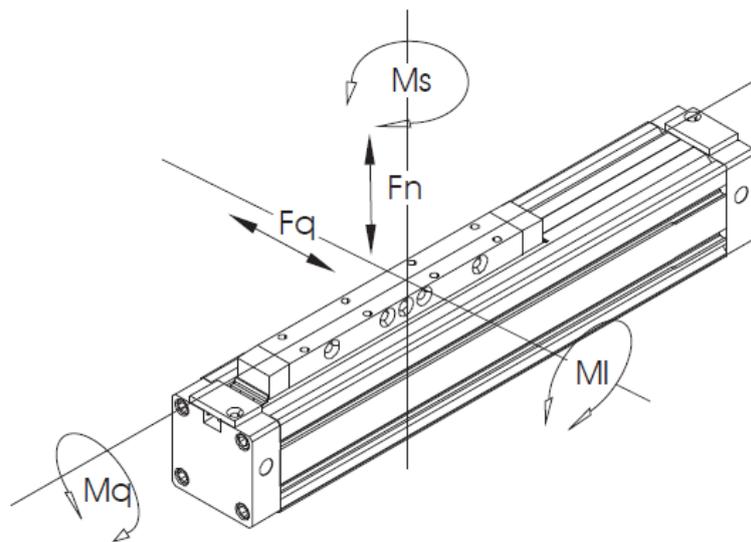


Figura 84 Forze e momenti su cilindro AIRWORK SS031 [17]

I valori di pressione e momento rientrano quindi nel limite consentito.

La variazione del modulo della tensione della fune determina la modifica dei valori numerici delle reazioni vincolari finora calcolate, tuttavia le equazioni per il calcolo dei suddetti rimarranno le stesse.

Si riportano i valori calcolati in relazione alla nuova tensione in tabella 14

Reazioni vincolari			
Vincolo puleggia di rinvio piano i-j	R_{pul_i}	114,17	N
	R_{pul_j}	307,99	N
	M_{pul_z}	28,81	Nm
Vincoli attuatore piano i-j	R_{D_j}	192,26	N
	R_{C_j}	222,82	N
	R_{D_i}	967,20	N
Vincoli piastra superiore piano i-k	R_{Q_i}	483,60	N
	R_{S_i}	483,60	N
	M_{Q_j}'	31,92	Nm
	M_{S_j}'	31,92	Nm
Vincoli piastra superiore piano j-k	R_{Q_j}	96,13	N
	R_{S_j}	96,13	N
	M_{Q_i}'	6,34	Nm
	M_{S_i}'	6,34	Nm
Vincoli piastra inferiore piano j-k	R_{P_j}	111,41	N
	R_{R_j}	111,41	N
	R_{P_k}	0	N
Vincoli braccio destro piano i-j	R_{E_j}	104,37	N
	R_{A_j}	427,64	N
	R_{A_i}	369,43	N

Tabella 14 Forze e momenti agenti sul braccio destro del back-frame

5.4 Dimensionamento dei bracci del back-frame

Noti i carichi agenti sui bracci si è proceduto al dimensionamento di questi, il quale è stato realizzato con l'ausilio dello strumento di analisi statica del software Solidworks. Il primo passo è stato quello di ricavare le reazioni vincolari. Nel precedente paragrafo sono già state ricavate quelle relative al piano i-j, bisogna a questo punto definire i vincoli presenti sulle altre viste dei suddetti elementi. Data la simmetria del prototipo e dei carichi rispetto al piano sagittale del corpo dell'utente, potrà essere considerato solamente uno dei due bracci ed in particolare il braccio destro.

Al fine di evidenziare i vincoli e i carichi presenti, si è scelto di adottare un ulteriore sistema di riferimento locale p-q-r che rispetto a quello globale x-y-z risulta anch'esso traslato lungo y di una distanza n e lungo x di una distanza m inoltre è ruotato attorno all'asse z di un angolo $\frac{\pi}{2} - \vartheta_0 - \vartheta_m$.

Risulta pertanto necessario riportare i carichi trovati sui suddetti piani.

Per i carichi sul punto Q si avrà sulla base di quanto mostrato in figura 85.

$$R_{Qp} = R_{Qi} \cos \vartheta_0 + R_{Qj} \sin \vartheta_0$$

$$R_{Qq} = R_{Qj} \cos \vartheta_0 - R_{Qi} \sin \vartheta_0$$

$$M_{Qq}' = M_{Qj}' \cos \vartheta_0 + M_{Qi}' \sin \vartheta_0$$

$$M_{Qp}' = M_{Qi}' \cos \vartheta_0 - M_{Qj}' \sin \vartheta_0$$

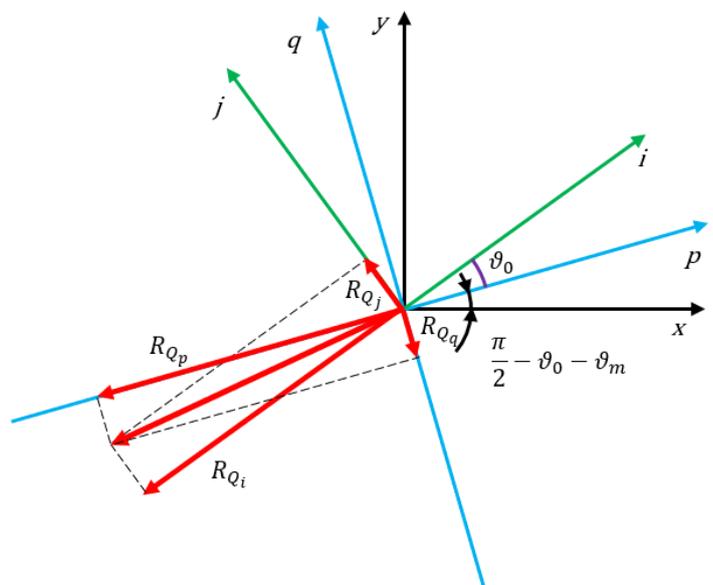


Figura 85 Rotazione dei vettori relativi alle reazioni vincolari della piastra superiore sul sistema di riferimento locale p-q-r

Sul punto P avremo invece (con riferimento alla figura 86)

$$R_{Pp} = R_{Pj} \sin \vartheta_0$$

$$R_{Pq} = R_{Pj} \cos \vartheta_0$$

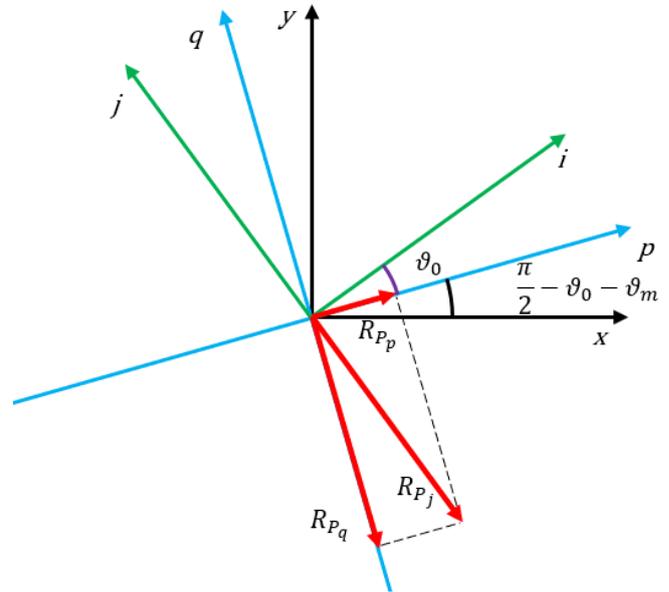


Figura 86 Rotazione dei vettori relativi alle ragioni vincolari della piastra inferiore sul sistema di riferimento locale p-q-r

Sul punto B si avrà (con riferimento alla figura 87)

$$R_{pul_p} = R_{pul_i} \cdot \cos \vartheta_0 + R_{pul_j} \cdot \sin \vartheta_0$$

$$R_{pul_q} = R_{pul_j} \cdot \cos \vartheta_0 - R_{pul_i} \cdot \sin \vartheta_0$$

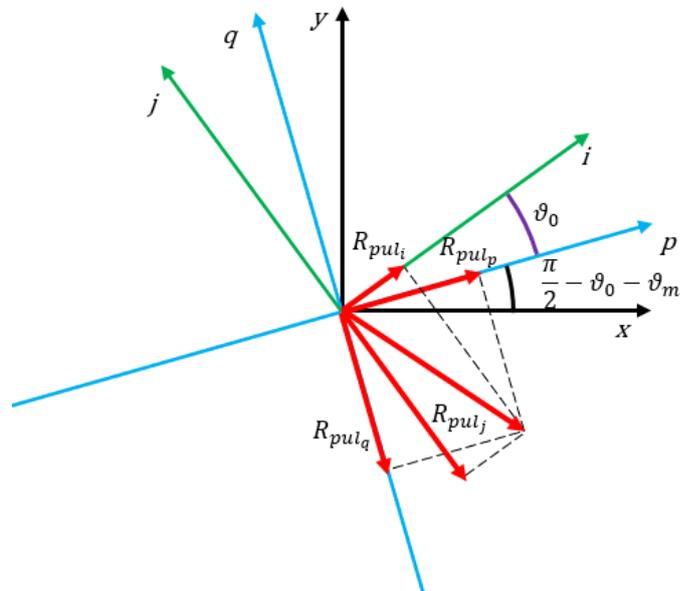


Figura 87 Rotazione dei vettori relativi alle ragioni vincolari della puleggia sul sistema di riferimento locale p-q-r

Infine, sui punti E ed A avremo

$$R_{E_p} = R_{E_j} \sin \vartheta_0$$

$$R_{E_q} = R_{E_j} \cos \vartheta_0$$

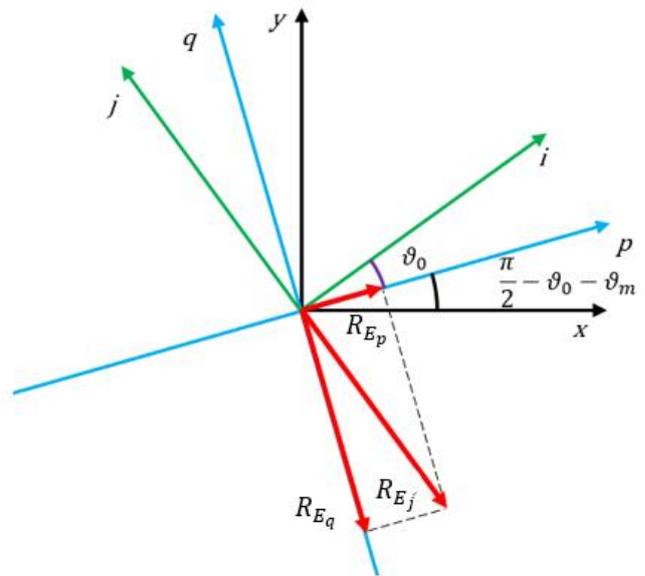


Figura 88 Rotazione dei vettori relativi alle reazioni vincolari del carrello del braccio destro del back-frame sul sistema di riferimento locale p-q-r

$$R_{A_q} = R_{A_j} \cos \vartheta_0 + R_{A_i} \sin \vartheta_0$$

$$R_{A_p} = R_{A_i} \cos \vartheta_0 - R_{A_j} \sin \vartheta_0$$

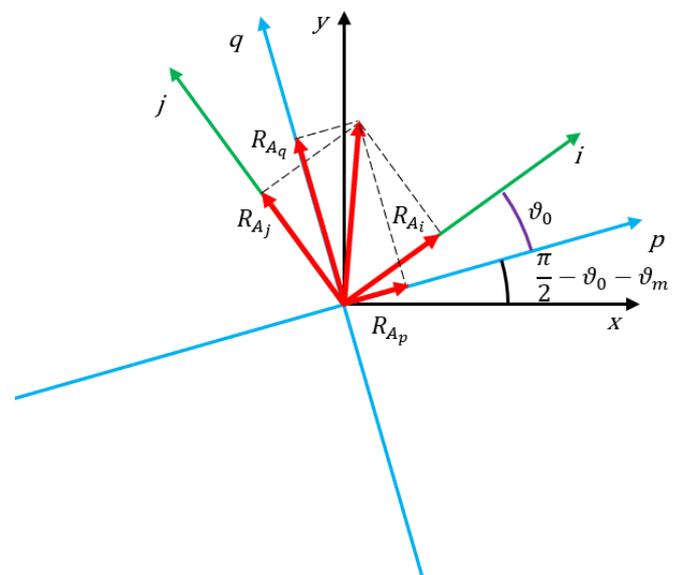


Figura 89 Rotazione dei vettori relativi alle reazioni vincolari della cerniera del braccio destro del back-frame sul sistema di riferimento locale p-q-r

Si riportano i valori trovati con tali equazioni in tabella 15

Reazioni vincolari e carichi			
Carichi punto B piano p-q	R_{pul_p}	212,6277	N
	R_{pul_q}	250,3675	N
Carichi punto Q piano p-r	R_{Qp}	487,3145	N
	M_{Qq}'	32,16276	Nm
Carichi punto Q piano q-r	R_{Qq}	-75,0659	N
	M_{Qp}'	-4,95435	Nm
Carichi punto P piano p-q	R_{Pp}	38,10451484	N
	R_{Pq}	104,6912941	N
Vincoli braccio destro piano p-q	R_{Ep}	35,70	N
	R_{Eq}	98,08	N
	R_{Ap}	200,89	N
	R_{Aq}	528,20	N

Tabella 15 Reazioni vincolari e carichi agenti sul braccio destro del back-frame

A questo punto sarà possibile analizzare i diagrammi di corpo libero rispetto ai piani p-r e q-r, i quali sono riportati con il solo scopo di mostrare i vincoli presenti e i carichi agenti, tuttavia non si utilizzeranno nel calcolo delle reazioni vincolari, il quale come detto precedentemente è affidato allo strumento di analisi statica del software Solidworks.

Per primo verrà considerato quello relativo al piano p-r riportato in figura 90

Dalla figura si nota come i vincoli siano stati schematizzati come una guida lineare in Q e una cerniera in A ottenendo così una struttura una volta iperstatica.

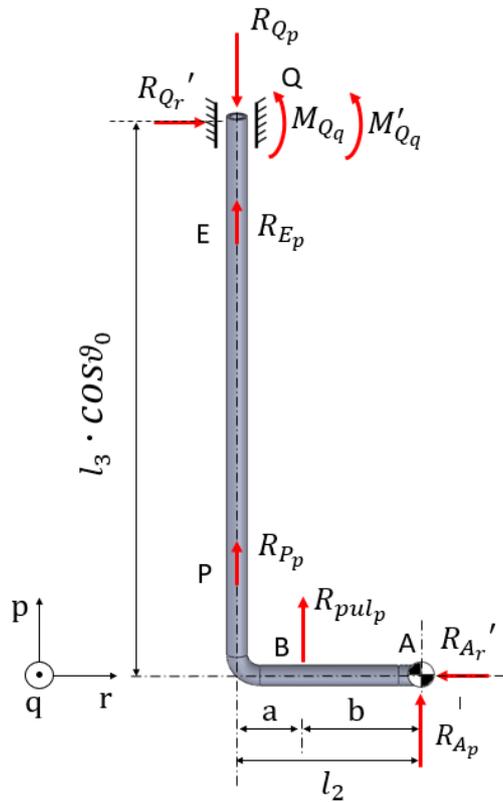


Figura 90 Diagramma di corpo libero del braccio destro del back-frame piano p-r

Di seguito verrà considerato il diagramma di corpo libero sul piano q-r, il quale è mostrato in figura 91

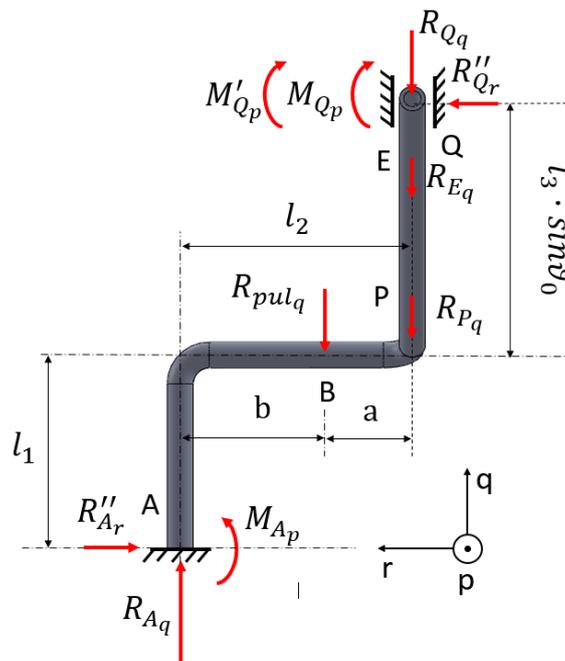


Figura 91 Diagramma di corpo libero del braccio destro del back-frame piano q-r

La struttura in questo caso è vincolata tramite un incastro e una guida lineare, pertanto risulta due volte iperstatica. I dati relativi alla geometria del braccio destro del back-frame sono stati riportati in tabella 16

Dati geometrici		
l_1	161,12	mm
l_2	160,50	mm
l_3	522,50	mm
a	51	mm
b	109,5	mm
ϑ_0	20	°
	0,35	rad

Tabella 16 Dati geometrici del braccio destro del back-frame

Noto il metodo di bloccaggio del braccio destro del back- frame e i carichi agenti su esso si è condotta l'analisi statica tramite software, al fine di definire le tensioni agenti, gli spostamenti, le deformazioni e le reazioni vincolari sul punto A.

Particolare attenzione va riservata alla scelta della guida lineare come vincolo per il punto Q; infatti si può notare come per la piastra nello stesso punto sia stato inserito invece un incastro. Questa scelta nasce in considerazione del fatto che è la piastra ad appoggiare sui bracci e pertanto rispetto ad essi risulta completamente vincolata, i bracci invece vedono un vincolo differente; Riferendoci alla figura 92 ed in particolare al sistema di riferimento i-j-k notiamo come la piastra non impone ad essi nessun vincolo alla traslazione lungo i o j e neanche alla rotazione attorno alla direzione dell'asse k. Il vincolo fornito dalla piastra ai bracci impedirà a questi di traslare lungo la direzione dell'asse k (essendo la struttura simmetricamente caricata), e sotto l'ipotesi di deformazioni trascurabili della piastra, verranno vincolati anche la rotazione attorno ad i e j dei suddetti bracci. Il vincolo equivalente più congeniale a tale condizione risulta la guida lineare posizionata sul piano i-k.

Nel modello riportato in figura 92, risultano evidenziati tutti i vincoli utilizzati per il braccio destro, inoltre sono presenti tutti i sistemi di riferimento locali adottati (p-q-r e i-j-k), unitamente a quello globale x-y-z così da mostrare le direzioni lungo le quali saranno riferite le reazioni vincolari calcolate.

Facendo riferimento al sistema di riferimento i-j-k, nel presente modello è stato imposto tramite software un cardine fisso in corrispondenza del punto A, in modo da consentire solamente la rotazione attorno all'asse k, un carrello nel punto E, vincolando quindi la traslazione lungo j, ed infine nel punto Q sono state bloccate sia la traslazione lungo k che la rotazione attorno a j e i. Sono quindi stati applicati i carichi precedentemente riportati nei punti Q, P e B. L'analisi è stata portata avanti considerando due diversi tipi di materiale presenti nel database del software il primo è la lega di alluminio 2014-T6, mentre il secondo è stato quello denominato acciaio in lega, dei quali si riportano le caratteristiche in tabella 17 e tabella 18. Lo scopo del confronto è quella di ottenere una struttura le cui dimensioni in fatto di diametri non si discostino molto da quelle del precedente prototipo, e che garantisca le caratteristiche di resistenza e deformazione richieste, con il minor peso.

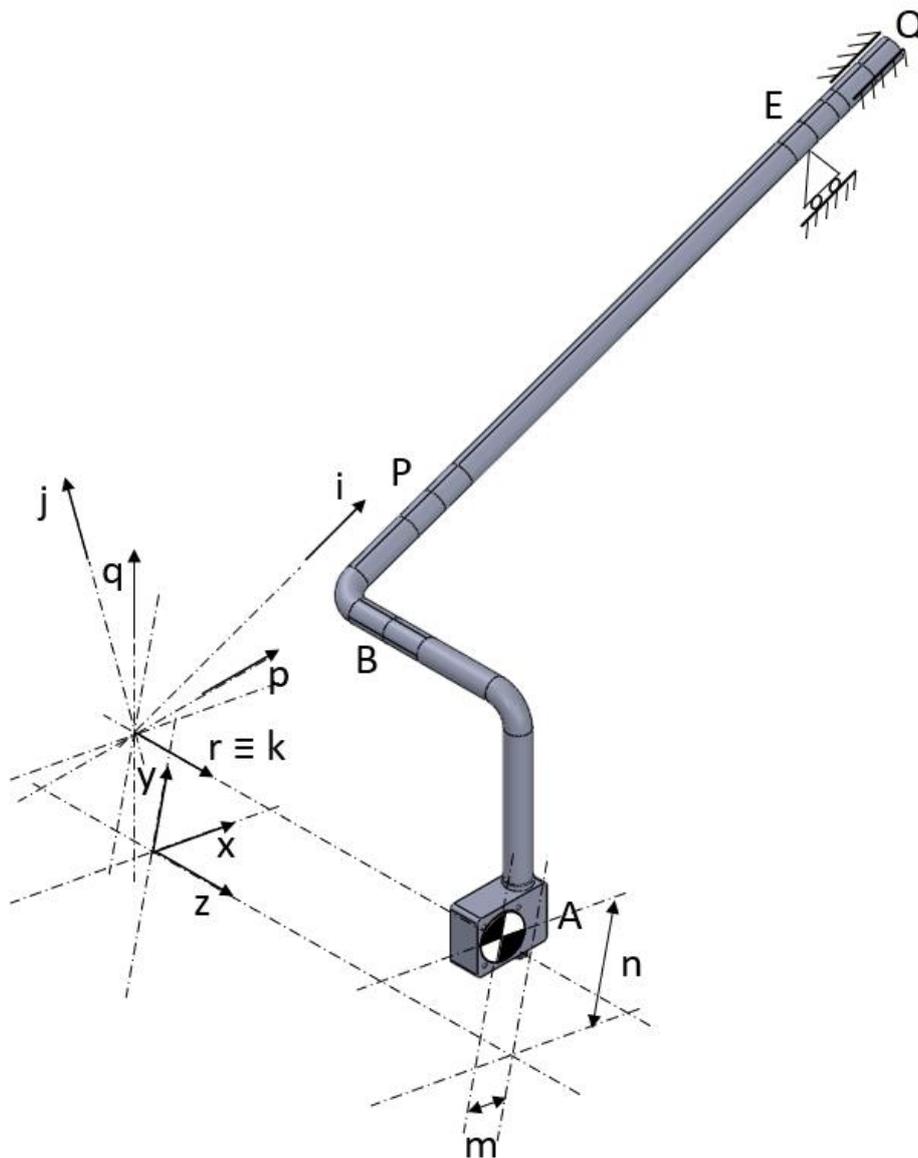


Figura 92 Braccio destro del back-frame più supporto dello stesso

Caratteristiche lega di alluminio 2014-T6		
Modulo elastico	7.24e+10	N/m ²
Coefficiente di Poisson	0.33	-
Modulo di taglio	2.8e+10	N/m ²
Densità di massa	2800	kg/m ³
Resistenza alla trazione	470000000	N/m ²
Resistenza a compressione	470000000	N/m ²
Snervamento	415000000	N/m ²

Tabella 17 Caratteristiche fondamentali della lega di alluminio 2014-T6

Caratteristiche acciaio in lega		
Modulo elastico	2.1e+11	N/m ²
Coefficiente di Poisson	0.28	-
Modulo di taglio	7.9e+10	N/m ²
Densità di massa	7700	kg/m ³
Resistenza alla trazione	723825600	N/m ²
Resistenza a compressione		N/m ²
Snervamento	620422000	N/m ²

Tabella 18 Caratteristiche fondamentali dell'acciaio in lega

Per entrambi i materiali presi in considerazione è stata effettuata l'analisi statica imponendo

$$\text{Coefficiente di sicurezza} \geq 2$$

$$\text{freccia massima in direzione } z \leq 1^{15}$$

Si è condotto lo studio in maniera iterativa modificando la dimensione dei diametri interni ed esterni (facendo attenzione a non modificare molto quest'ultima dimensione). Ne è risultato che al fine di soddisfare le specifiche imposte si avrà

¹⁵ La freccia massima è imposta al fine di consentire la condizione di gioco tra i punti di collegamento della piastra inferiore e della piastra di aggancio degli spallacci ai bracci, le quali altrimenti non avrebbero la possibilità di scorrere lungo questi.

$$d_{esterno_{alluminio}} = 21 \text{ mm}; \quad d_{interno_{alluminio}} = 0 \text{ mm}$$

$$d_{esterno_{acciaio}} = 18 \text{ mm}; \quad d_{interno_{alluminio}} = 14 \text{ mm}$$

Dalla moltiplicazione del volume del componente nei due casi analizzati con il relativo valore di densità si è ottenuto

$$\text{massa pezzo in alluminio} = 0,82 \text{ kg}; \quad \text{massa pezzo in acciaio} = 0,65 \text{ kg}$$

La scelta pertanto è ricaduta sul componente in acciaio.

Si riportano di seguito i vincoli e i carichi applicati al modello 3D nonché i grafici ottenuti dalla suddetta analisi nel caso del componente in acciaio.

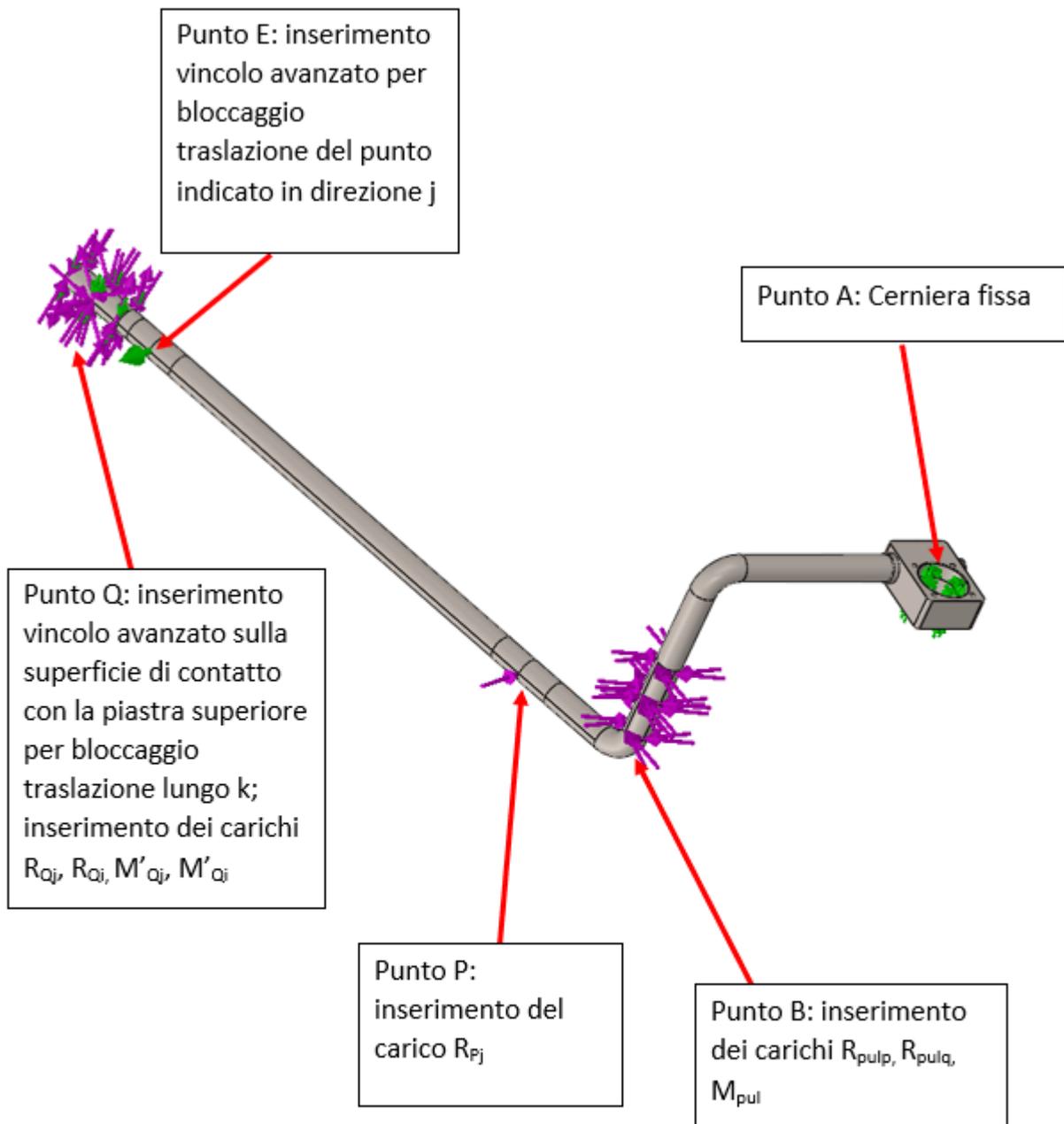
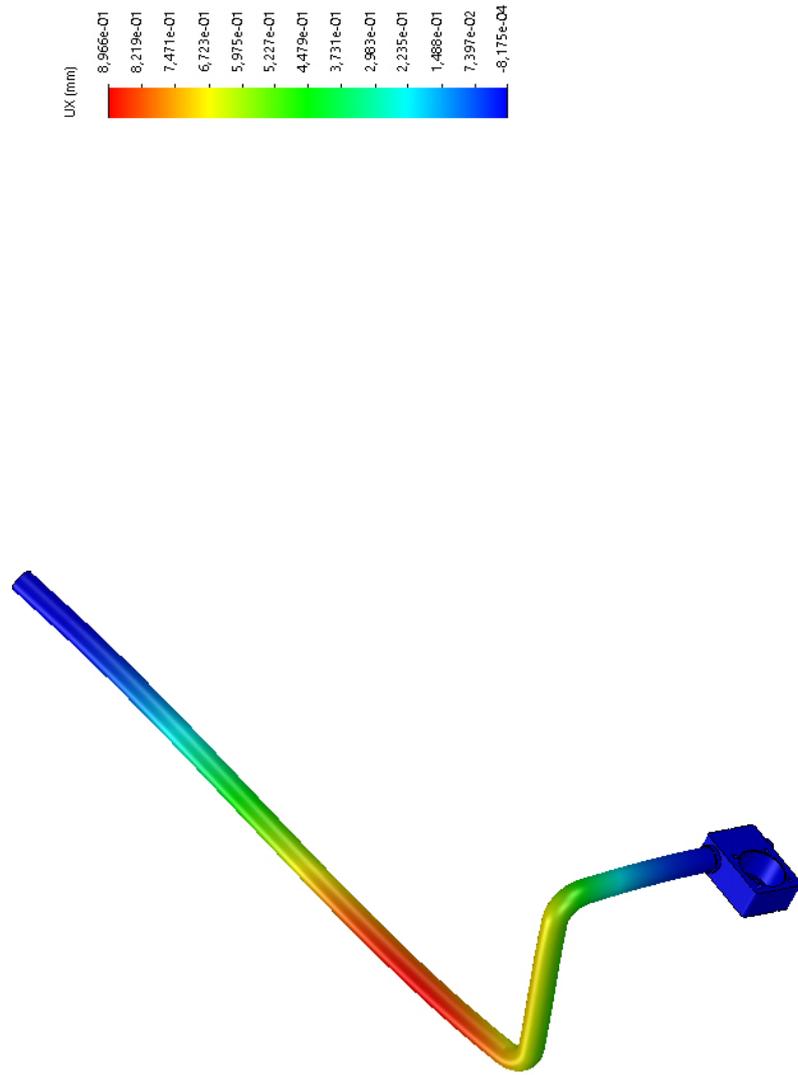


Figura 93 Carichi e vincoli applicati al modello sul software Solidworks¹⁶



¹⁶ Le direzioni riportate nelle label fanno riferimento a quelle indicate in figura 92

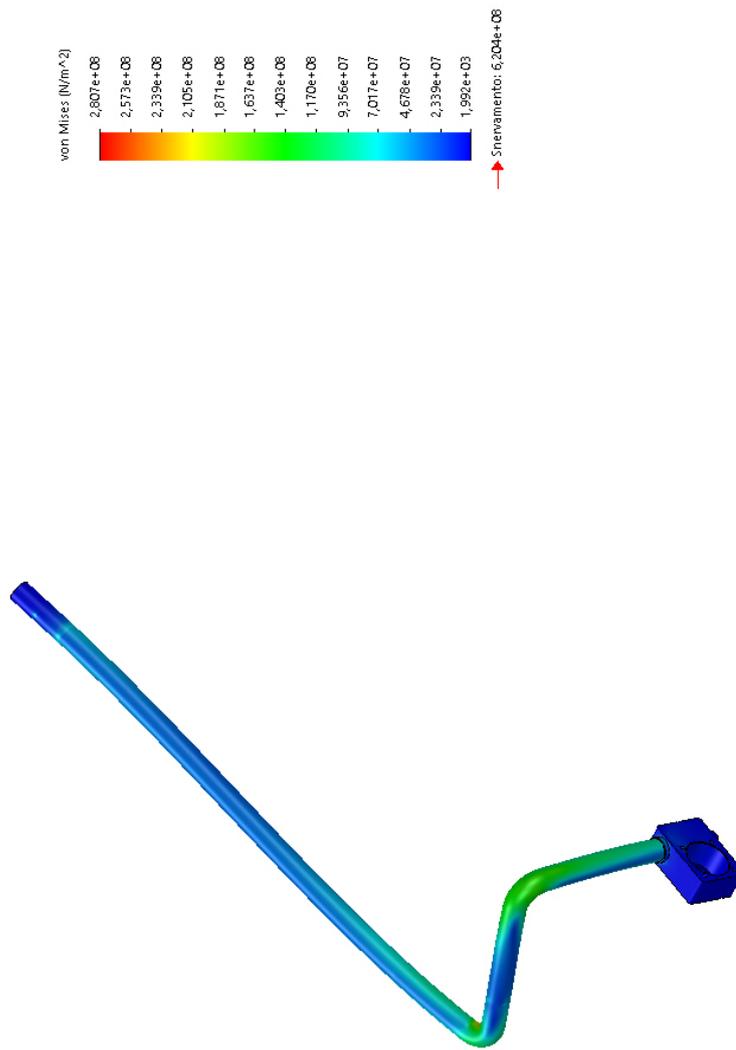
Nome del modello:Assieme braccio più supporto
Nome studio:Analisi statica 7(-Default)
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 22,1675



SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.

Figura 94 Andamento della freccia di interesse del braccio destro del back-frame

Nome del modello:Asieme braccio piu supporto
Nome studio:Analisi statica 71(Default)
Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione modale Sollecitazione1
Scala di deformazione: 22,1675



SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.

Figura 95 Andamento delle tensioni lungo il braccio destro del back-frame

Infine, si riportano in tabella 19 le reazioni vincolari calcolate nel punto A

Reazioni vincolari ¹⁷			
Forze	R_{Aq}	526,97	N
	R_{Ap}	201,20	N
	R_{Ar}	-122,8	N
	Risultante	577,29	N
Momenti	M_{Aq}	10,10	Nm
	M_{Ap}	28,35	Nm
	M_{Az}	0	Nm
	Risultante	30,10	Nm

Tabella 19 Reazioni vincolari nel punto A calcolate tramite il software Solidworks

Dai risultati qui riportati si nota come i valori delle reazioni vincolari R_{Aq} e R_{Ap} siano quasi uguali a quelli calcolati precedentemente, la variazione è probabilmente dovuta all'introduzione della dimensione del supporto, nonché alle approssimazioni effettuate.

5.5 Dimensionamento piastra superiore

Da quel che viene mostrato nel paragrafo 5.3 del presente capitolo, la piastra inferiore presenta carichi minori rispetto a quella superiore, pertanto il dimensionamento andrà ad essere effettuato solo su quest'ultima. Nel suddetto paragrafo sono stati trovati i carichi agenti sui vincoli ai quali si aggiunge la reazione in direzione orizzontale ricavata in fase di dimensionamento del braccio destro del back-frame; questi sono riportati in tabella 20. Potremo quindi procedere con la determinazione degli sforzi e quindi con il dimensionamento della piastra in questione.

¹⁷ Le direzioni e i versi delle forze e dei momenti sono relativi al sistema di riferimento p-q-r riportato in figura...

Forze e momenti agenti sulla piastra superiore			
Forze e momenti agenti sulla piastra superiore piano i-k	R_{Di}	967,20	N
	R_{Qi}	483,60	N
	R_{Si}	483,60	N
	M_{Qj}'	31,92	Nm
	M_{Sj}'	31,92	Nm
	$R_{Qk} = R_{Sk}$	122,8	N
Forze e momenti agenti sulla piastra superiore piano j-k	R_{Dj}	192,26	N
	R_{Qj}	96,13	N
	R_{Sj}	96,13	N
	M_{Qi}'	6,34	Nm
	M_{Si}'	6,34	Nm
	$R_{Qk} = R_{Sk}$	122,8	N

Tabella 20 Carichi agenti sulla piastra

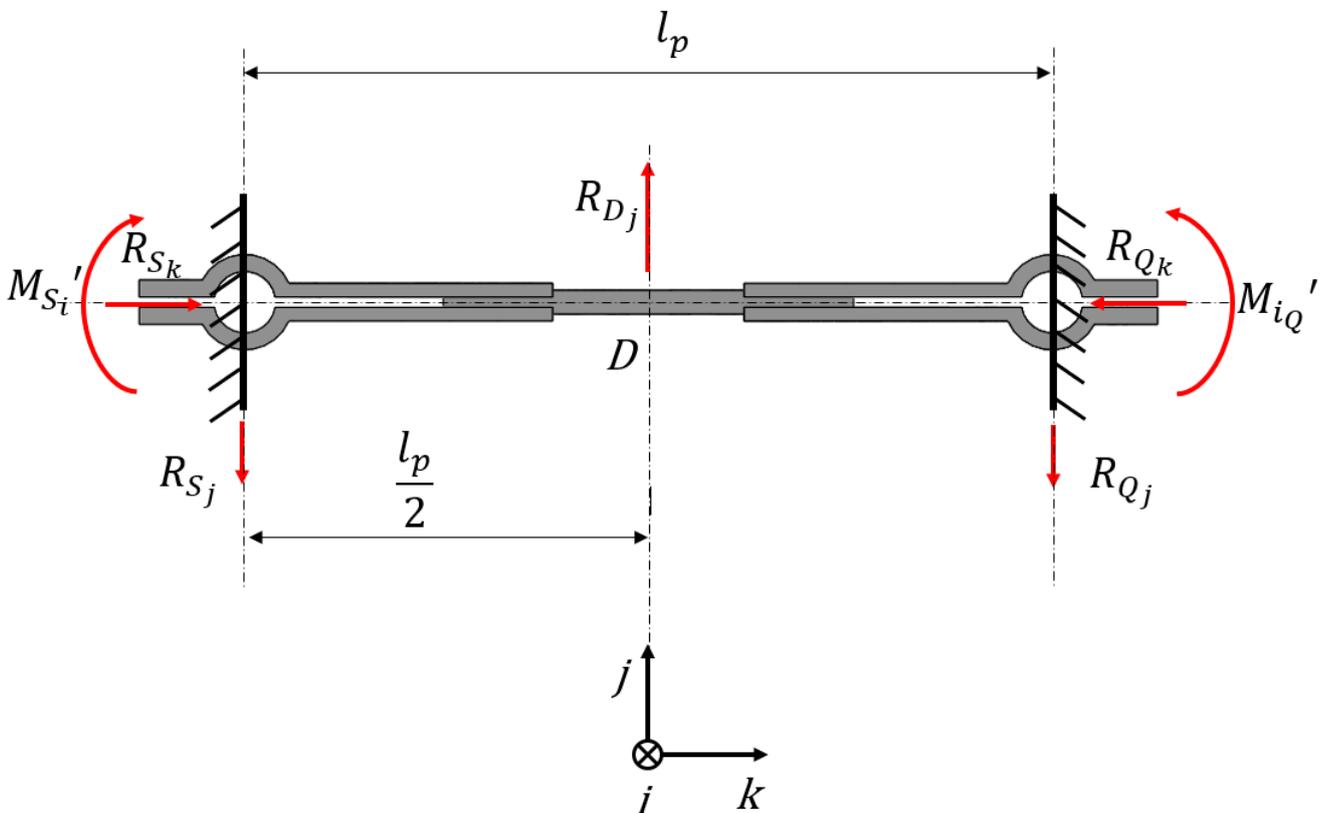


Figura 96 Diagramma corpo libero piastra superiore piano j-k

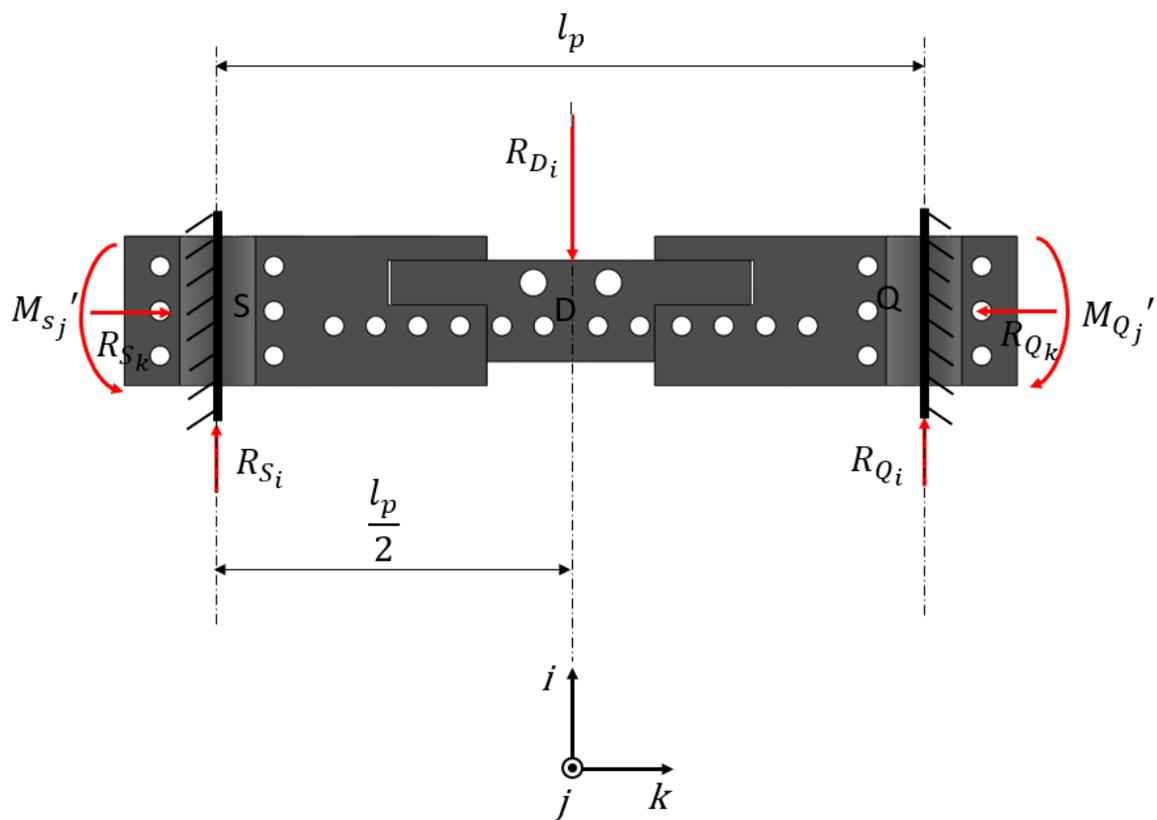


Figura 97 Diagramma corpo libero piastra superiore piano i-k

Il primo passo è stato quello di ricavare i diagrammi degli sforzi, si analizzano a tal proposito le campate costituenti la trave nei due diversi piani analizzati. Il sistema di riferimento adottato nell'analisi assume significato solo in relazione ad essa pertanto verrà utilizzato solo allo scopo di realizzare il calcolo degli sforzi nonché dei momenti inerziali delle sezioni.

Analisi sul piano j-k

- Prima campata

$$N = -R_{Sk};$$

$$T = R_{Si};$$

$$M = R_{Si} \cdot x' - M'_{Sj};$$

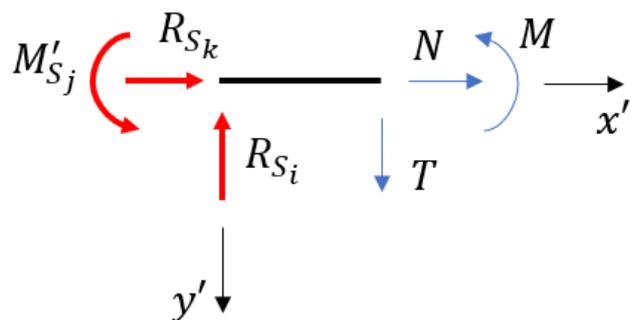


Figura 98 Sforzi agenti sulla prima campata piano x'-y'

- Seconda campata

$$N = -R_{Q_k};$$

$$T = -R_{Q_i};$$

$$M = R_{Q_i} \cdot (l_p - x') - M'_{Q_j};$$

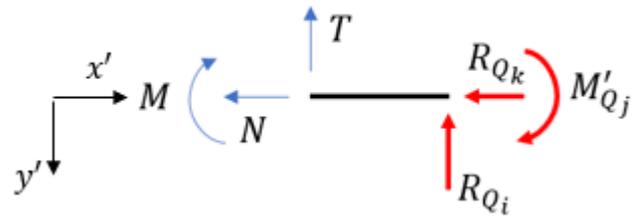


Figura 99 Sforzi agenti sulla seconda campata

Si ottengono così i seguenti diagrammi

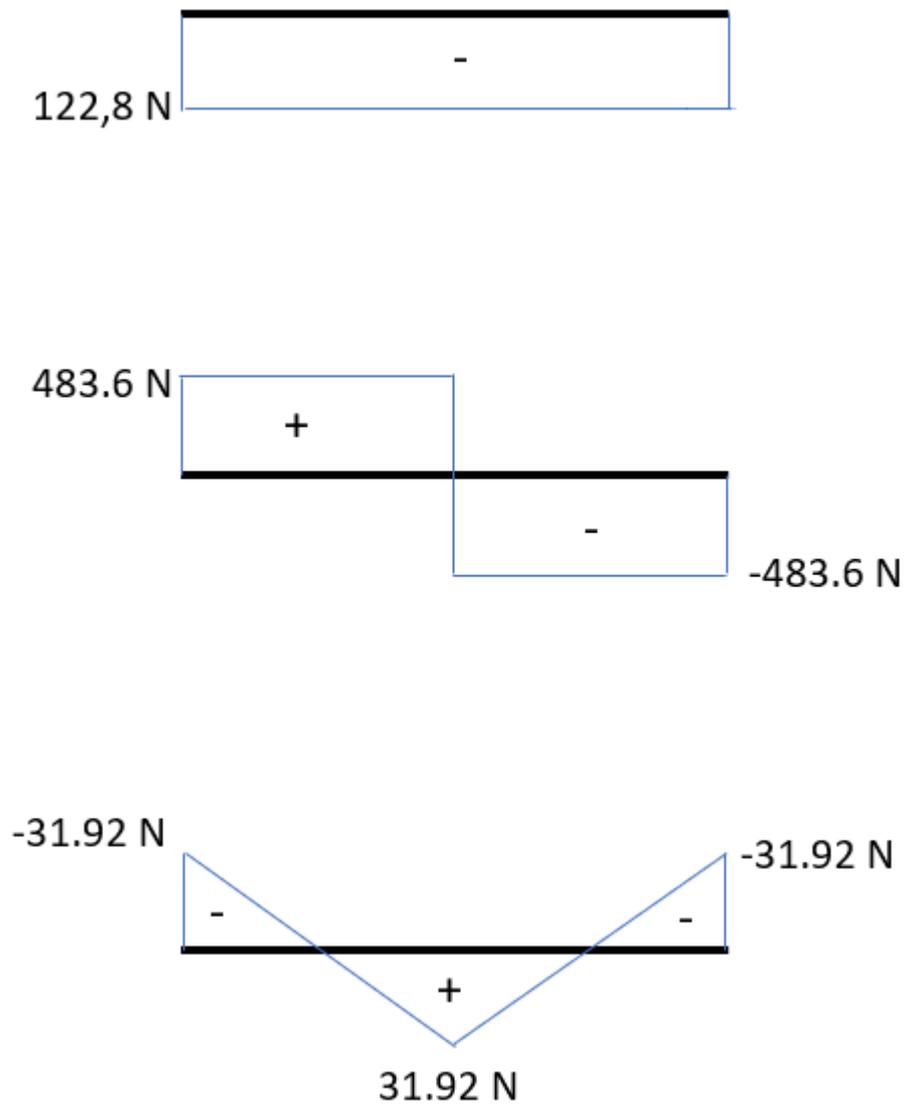


Figura 100 Diagrammi degli sforzi sul piano $x'-y'$

Analisi sul piano i-k

- Prima campata

$$N = -R_{S_k}$$

$$T = -R_{S_j}$$

$$M = M'_{S_i} - R_{S_j} \cdot x'$$

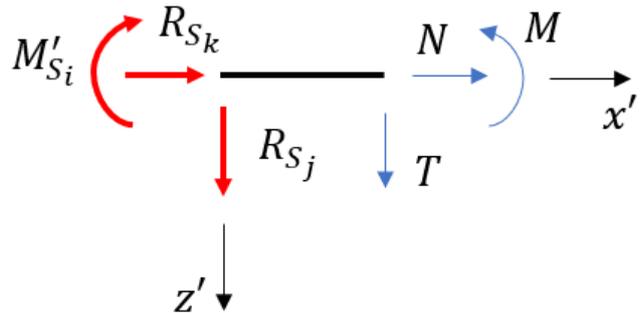


Figura 101 Sforzi agenti sulla prima campata piano $x'-z'$

$$N = -R_{Q_k}$$

$$T = R_{Q_j}$$

$$M = M'_{Q_i} - R_{Q_j} \cdot (l_p - x')$$

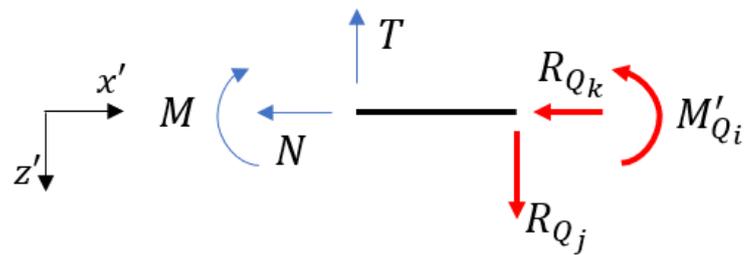


Figura 102 Sforzi agenti sulla seconda campata piano $x'-z'$

Si ottengono dunque i seguenti diagrammi degli sforzi

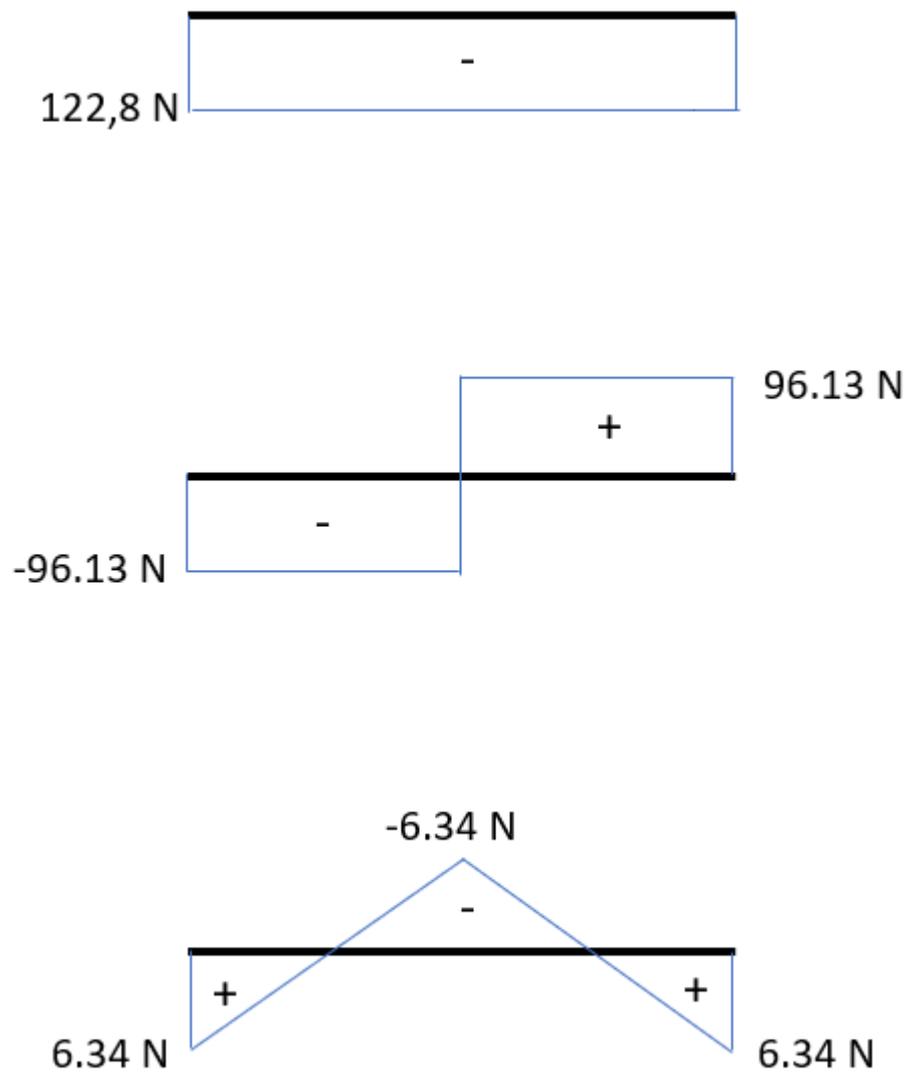


Figura 103 Diagrammi degli sforzi piano $x'-z'$

Dai diagrammi si nota come il carico normale tenda a comprimere la piastra, pertanto la massima sollecitazione si avrà in corrispondenza dei punti in cui il momento flettente è massimo e produrrà compressione.

Per poter determinare la tensione equivalente bisognerà tuttavia prima determinare il momento di inerzia associato alle sezioni più sollecitate, ovvero quelle che includono i punti S, Q e D. Le sezioni in Q e in S saranno uguali mentre diversa è quella in D, per determinare il punto in cui le tensioni risultano maggiori sarà quindi necessario calcolare i moduli di inerzia per entrambe queste sezioni; ne consegue che la tensione massima si avrà dove il valore di questi risulterà minore. Le sezioni di interesse sono mostrate in figura 104.

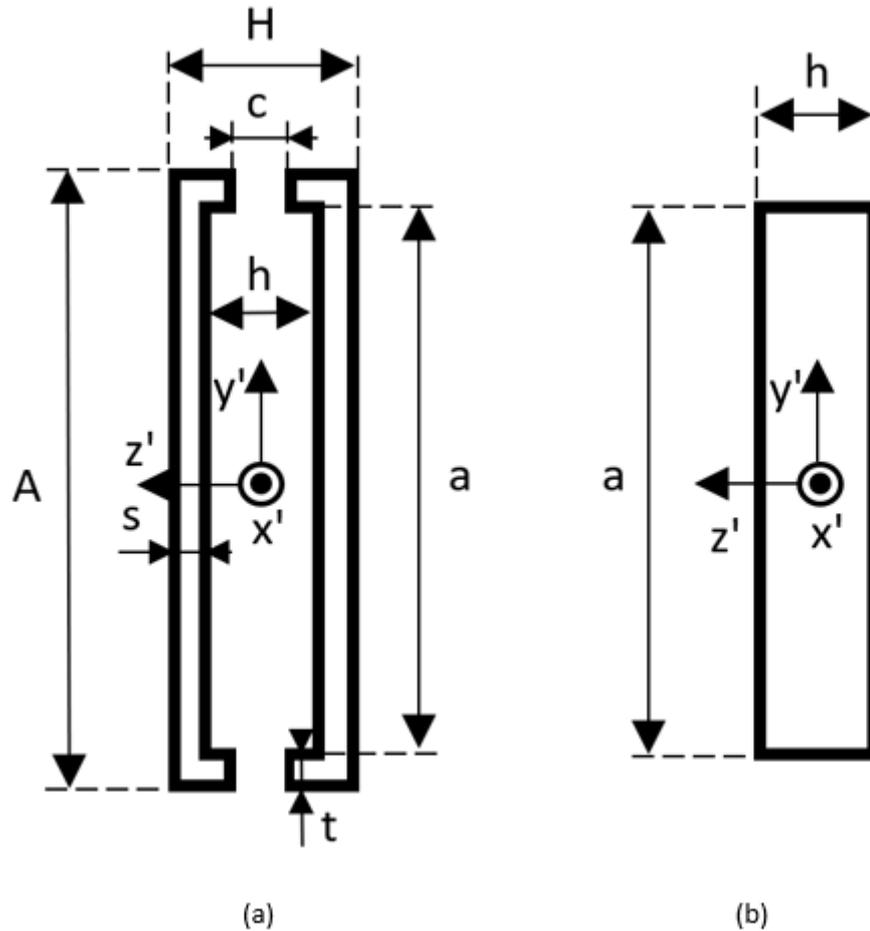


Figura 104 (a) sezione in corrispondenza del punto Q; (b) sezione in corrispondenza del punto D

I momenti di inerzia sono stati calcolati in base alle seguenti formule

$$I'_{z'} = \frac{1}{12}HA^3 - \frac{1}{12}ha^3 - \frac{1}{12}c \cdot (A^3 - a^3); \quad I'_{y'} = \frac{1}{12}AH^3 - \frac{1}{12}aH^3 - \frac{1}{6}tc^3;$$

$$I''_{z'} = \frac{1}{12}ha^3; \quad I''_{y'} = \frac{1}{12}ah^3;$$

Da questi deriva il calcolo dei moduli di resistenza a flessione

$$W'_{z'} = \left(\frac{1}{12}HA^3 - \frac{1}{12}ha^3 - \frac{1}{12}c \cdot (A^3 - a^3) \right) \cdot \frac{2}{A}; \quad W'_{y'} = \left(\frac{1}{12}AH^3 - \frac{1}{12}aH^3 - \frac{1}{6}tc^3 \right) \cdot \frac{2}{H};$$

$$W''_{z'} = \frac{1}{6}ha^2; \quad W''_{y'} = \frac{1}{6}ah^2;$$

Nel determinare le dimensioni che definiscono la sezione si è scelto di mantenere fisse alcune dimensioni per preservare le caratteristiche funzionali della piastra.

La dimensione "A" è stata scelta di 50 mm in modo da non ridurre la superficie di contatto tra piastra e bracci del back-frame garantendo così una superficie di contatto che permetta lo svilupparsi di una forza di attrito sufficiente ad impedire lo scorrimento della piastra.

Dalla figura 104 si può inoltre notare la presenza degli spallamenti creati allo scopo di contenere la piastra interna su cui si appoggia il piede dell'attuatore; per questi si è scelto di garantire una dimensione minima di 2 mm.

La dimensione "c" invece è stata creata allo scopo di evitare che gli elementi esterni che la costituiscono (piastre esterne) vadano in battuta tra loro impedendo il corretto serraggio della piastra sui bracci del back-frame; tale dimensione verrà mantenuta fissa e sarà di 2 mm.

Potremo quindi variare le dimensioni "a", "H" e "h".

Tali dimensioni sono state scelte in modo che la piastra soddisfi determinate specifiche ovvero che la tensione massima non superi quella ammissibile garantendo un coefficiente di sicurezza minimo di 2, e che la freccia massima sia trascurabile in modo da rispettare la condizione di vincolo imposta per i bracci del back-frame.

Sebbene utilizzando la tensione massima ammissibile sia relativamente semplice determinare tali dimensioni, lo stesso non si può dire se si considera la massima deformazione, infatti il cambio di sezione che si presenta lungo la piastra rende difficoltoso tale calcolo. Per ovviare a tale inconveniente si è scelto di determinare la freccia massima tramite il software Solidworks.

Si è proceduto quindi alla definizione delle dimensioni "a", "H" e "h" in maniera iterativa partendo dalla minima dimensione possibile fino a che le condizioni di progetto non fossero rispettate.

Il materiale scelto per la piastra è la lega di alluminio 2014-T6 il quale presenta un coefficiente di snervamento abbastanza alto e una buona rigidità oltre a un peso specifico relativamente basso.

Le proprietà meccaniche del materiale sono riportate in tabella 21

Caratteristiche lega di alluminio 2014-T6		
Modulo elastico	7.24e+10	N/m ²
Coefficiente di Poisson	0.33	-
Modulo di taglio	2.8e+10	N/m ²
Resistenza alla trazione	470000000	N/m ²
Resistenza a compressione	470000000	N/m ²
Snervamento	415000000	N/m ²

Tabella 21 Caratteristiche meccaniche lega di alluminio 2014-T6

Dai calcoli effettuati si è trovato che le dimensioni in questione dovranno essere

$$a = 34 \text{ mm}; \quad h = 6 \text{ mm}; \quad H = 10 \text{ mm}; \quad s = 2 \text{ mm}; \quad t = 2 \text{ mm};$$

Si avranno dunque i valori di moduli di inerzia e moduli di resistenza a flessione riportati in tabella 22.

Moduli di inerzia, moduli di resistenza a flessione e superfici delle sezioni		
$I''_{z'}$	$1,96 \cdot 10^{-8}$	m ⁴
$I''_{y'}$	$6,12 \cdot 10^{-10}$	m ⁴
$W''_{z'}$	$1,16 \cdot 10^{-6}$	m ³
$W''_{y'}$	$2,04 \cdot 10^{-7}$	m ³
S''	$2,04 \cdot 10^{-4}$	m ²
$I'_{z'}$	$6,31 \cdot 10^{-8}$	m ⁴
$I'_{y'}$	$3,52 \cdot 10^{-9}$	m ⁴
$W'_{z'}$	$2,52 \cdot 10^{-6}$	m ³
$W'_{y'}$	$7,04 \cdot 10^{-7}$	m ³
S'	$2,48 \cdot 10^{-4}$	m ²

Tabella 22 Moduli di inerzia, moduli di resistenza a flessione e superfici delle sezioni in Q e D

Noti i moduli di resistenza a flessione e le sezioni è stato possibile calcolare le tensioni equivalenti, secondo la formula

$$\sigma_{eq} = \frac{M_{Dj}}{W''_{z'}} + \frac{M_{Di}}{W''_{y'}} + \frac{N}{S''} = 59.31 \text{ MPa}$$

La condizione di resistenza alle tensioni risulta ampiamente rispettata.

Per quanto riguarda la deformazione come già detto la sua determinazione è stata affidata al software Solidworks, sul quale sono stati inseriti i carichi e i vincoli¹⁸ evidenziati in figura 105, ottenendo il risultato riportato in figura 106, nella quale si evidenzia una freccia equivalente

$$Spostamento\ equivalente = 1.32 \cdot 10^{-1} mm$$

Condizione che risulta accettabile.

¹⁸ Come vincoli sono stati adottati due incastri nelle facce in cui avviene il contatto con i bracci del back-frame

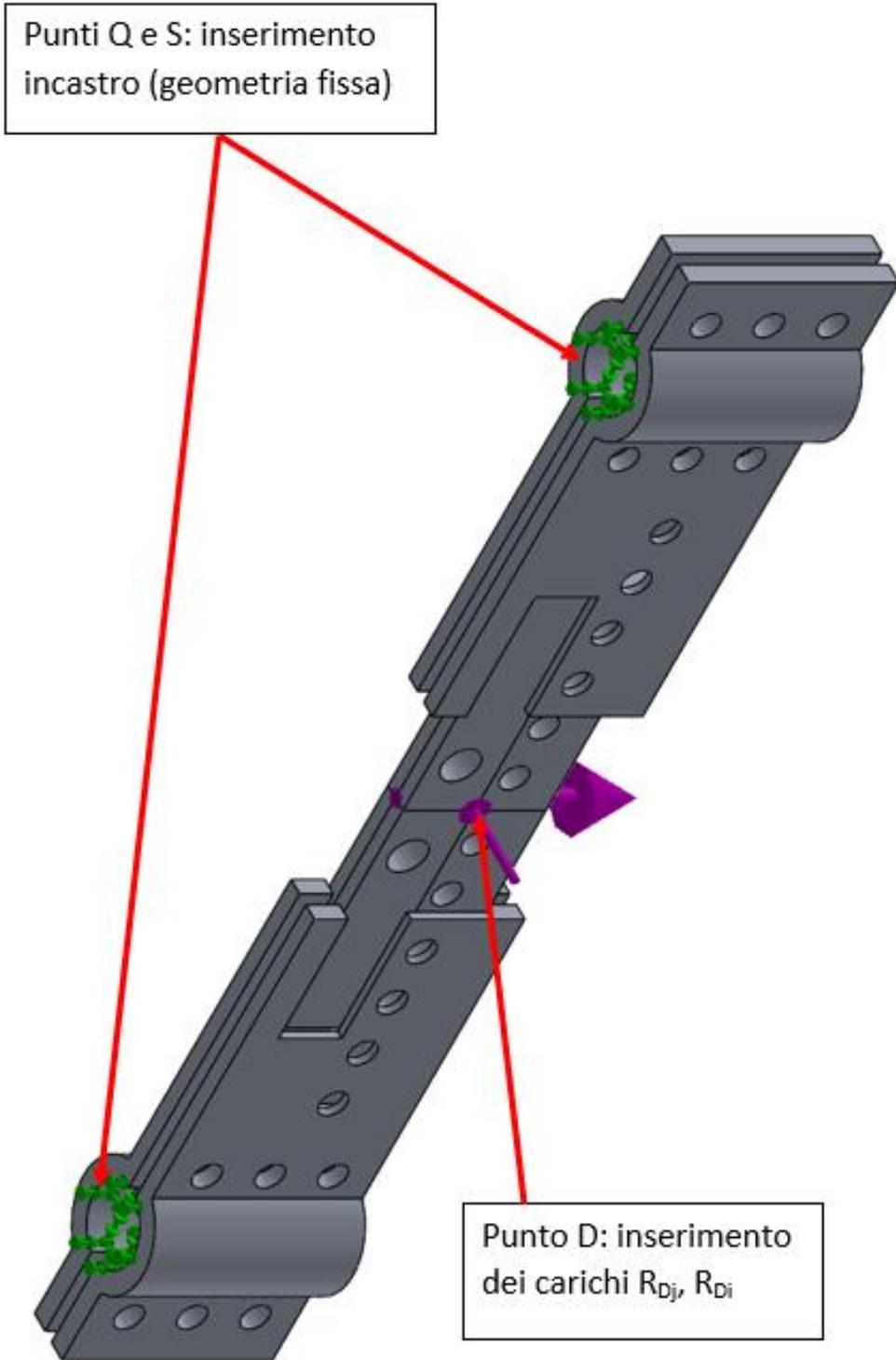
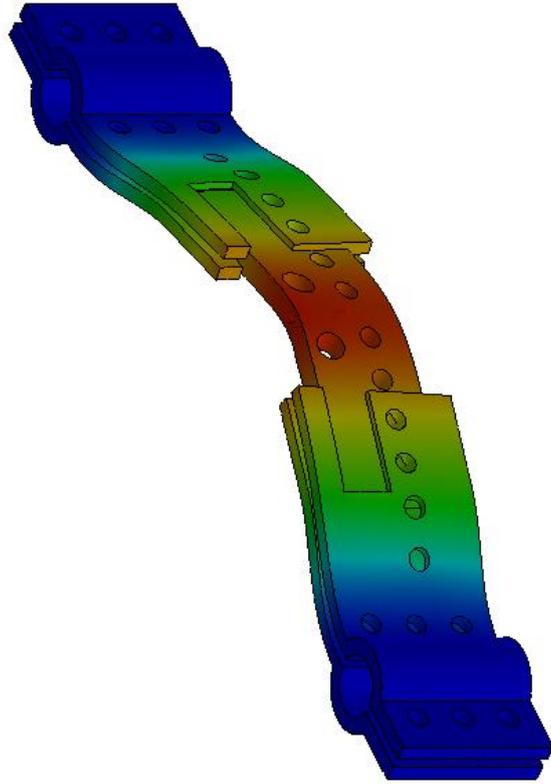
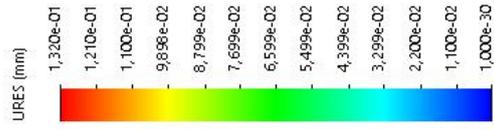


Figura 105 Carichi e vincoli introdotti nel modello Solidworks

Nome del modello: Assieme sostituto piastra
Nome studio: Analisi statica 1 (-Default)
Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1
Scala di deformazione: 237,744



SOLIDWORKS Educational | Product. Solo per uso didattico.

Figura 106 Spostamenti equivalenti della piastra

6 Sviluppi futuri

Sebbene siano stati fatti passi avanti nella realizzazione di un prodotto finito, a finché tale obiettivo possa essere raggiunto bisognerà proseguire gli studi sotto vari aspetti.

Sarà necessario dunque come primo passo, verificare sperimentalmente l'effettivo funzionamento del prototipo per quanto riguarda l'erogazione della coppia utile al sostegno dell'utente, nonché l'effettiva corrispondenza del valore di quest'ultima al variare dell'angolo di inclinazione del busto con quello calcolato. Ulteriori studi dovranno essere condotti circa le tecniche da utilizzare per il controllo e la regolazione della coppia. A tale scopo si possono avanzare delle idee su come l'obiettivo possa essere raggiunto. Una di queste è quella schematizzata in figura 107, in essa viene presentata una soluzione che sfrutta una retroazione di pressione (ottenuta dalla misurazione della forza agente sugli spallacci) la quale confrontata con un segnale di settaggio andrà a produrre un segnale di errore quindi un riferimento per determinare l'apertura o la chiusura di una valvola proporzionale che permetterà l'alimentazione o lo scarico della camera inferiore. Tale sistema potrebbe essere messo in funzione nel momento in cui l'operatore raggiunge la posizione desiderata tramite comando manuale, al seguito del quale andrebbero registrati il peso del busto dell'utente e di conseguenza calcolata la pressione richiesta. Una soluzione più elaborata potrebbe basarsi sempre sullo schema in figura, tuttavia l'inizio delle operazioni di regolazione potrebbe essere avviato in automatico registrando la decelerazione angolare della cerniera del back-frame in prossimità del raggiungimento della posizione desiderata, e la diminuzione di pressione nel momento in cui l'utente decidesse di tornare in posizione eretta. Tale soluzione risulta di più complessa realizzazione, in quanto richiederebbe l'introduzione di ulteriore strumentazione a partire da un sensore di posizione angolare; permetterebbe tuttavia di saltare la fase di registrazione del peso dell'utente (che andrebbe fatta solamente una volta), fornendo la coppia desiderata in base alla posizione finale registrata dal sensore.

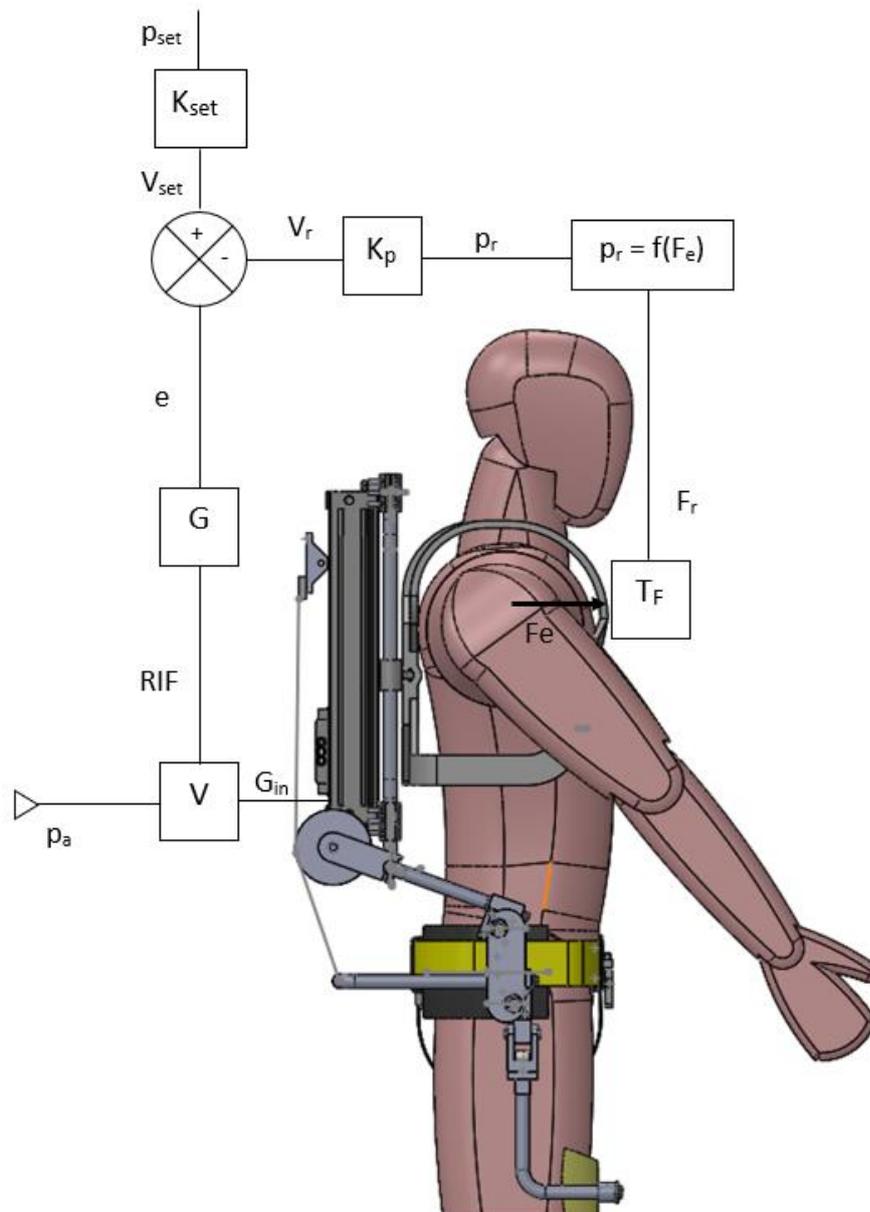


Figura 107 Ipotesi dello schema di controllo dell'esoscheletro

Ad ogni modo le possibilità di implementazione dell'automazione nel prototipo descritto sono varie, e chi avrà il compito di proseguire tale progetto potrà adoperarsi nel trovare quella più originale e più congeniale al caso di studio trattato.

Conclusioni

Con la presente tesi si è apportato un ampliamento alla progettazione del prototipo di esoscheletro industriale sviluppato in precedenza con la collaborazione del dipartimento DIMEAS del Politecnico di Torino. Tale espansione ha toccato tutti i componenti principali del prototipo al fine di mettere a punto un prodotto che possa garantire la funzionalità ad esso richiesta, nonché un assemblaggio semplice e di comoda realizzazione riducendo al minimo i collegamenti non smontabili.

Si è dunque ottenuto un prototipo che permetta il sostegno del busto dell'utente che lo indossa nella fase di flessione dello stesso, fornendo una coppia all'anca pari a circa il 30% della coppia muscolare necessaria all'esecuzione di tale movimento. Inoltre, grazie alla sostituzione della lamiera di appoggio con le piastre superiore, inferiore, e di aggancio degli spallacci, e alla separazione del cuscino in due parti separate, si è realizzata la possibilità di regolare l'esoscheletro in larghezza e altezza.

Il lavoro presentato va ad inserirsi nel panorama degli studi sugli esoscheletri per il miglioramento delle condizioni e delle prestazioni del lavoro degli operatori industriali. Al giorno d'oggi molte sono le aziende produttrici di tali meccanismi, e molte altre hanno deciso di adottarli nell'affiancamento ai lavoratori nello svolgimento di diverse mansioni.

Tuttavia, molti sono i settori dove l'automazione ed in particolar modo queste macchine non hanno ancora piena implementazione (basti pensare al settore agricolo).

Ci si augura pertanto che la ricerca sugli esoscheletri nell'ambito lavorativo possa proseguire spedita così che tutti quei lavoratori sottoposti a sforzi usuranti possano giovare dei benefici che tali macchine possono offrire.

Bibliografia

- [1] Comparative analysis of exoskeletal actuators, 2012, Grzegorz Redlarski, Krzysztof Blecharz, Mariusz Dąbkowski, Aleksander Pałkowski, Piotr M. Tojza
- [2] Final report on Hardiman I Prototype for machine augmentation of human strength and endurance, 30 August 1971, Specialty Materials Handling Products Operation General Electric Company Schenectady
- [3] A Personal Protective Equipment (PPE) Exoskeleton for Repeated Shock (RS) & Whole Body Vibration (WBV) exposure, Nov 2019, Dr Trevor Dobbins, Technical Director, 20KTS+;
- [4] Tesi di Laurea Magistrale in ingegneria Meccanica “Sistemi esoscheletrici amplificatori di forza indossabili da esseri umani”, 2017/2018, Ten. Valerio Racciatti, Relatori Prof. Terenziano Raparelli, Prof. Alexandre Ivanov, Prof.ssa Gabriella Eula;
- [5] <https://www.lockheedmartin.com/content/dam/lockheed-martin/mfc/pc/exoskeleton-technologies/mfc-fortis-onyx-pc01.pdf>
- [6] Kinematic trajectories while walking within the Lokomat robotic gait-orthosis, 20 August 2008 Joseph Hidler, Wessel Wisman, Nathan Neckel
- [7] The effects of a passive exoskeleton on muscle activity, discomfort and endurance time in forward bending work, 2003, Goetzel et al.;
- [8] Research, development, and applicability of industrial exoskeletons in the automotive industry, June 2018, Jacob Wesslén
- [9] Esoscheletro e Riduzione del Sovraccarico Biomeccanico per l’Arto Superiore, 2017, Daniele Bonicatto, Enrico Pira, Stefania Spada, Lidia Ghibaudo;
- [10] <https://atoun.co.jp/products/>

- [11] ROBO-MATE AN EXOSKELETON FOR INDUSTRIAL USE– CONCEPT AND MECHANICAL DESIGN, March 28 2016, K. S. STADLER, R. ALTENBURGER, E. SCHMIDHAUSER and D. SCHERLY, J. ORTIZ, S. TOXIRI, L. MATEOS and J. MASOOD
- [12] Improvement and quantitative performance estimation of the back support Muscle Suit, 2013, Y. Muramatsu et al..
- [13] Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica: “Studio e progettazione di un esoscheletro pneumatico attivo per uso industriale”, 2018/2019, Marco Pappacena, Relatore Terenziano Raparelli.
- [14] “Cilindro senza stelo ad ammortizzo progressivo serie REA/REB” SMC
- [15] <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/productid-3202%20A-2RS1TN9%2FMT33>
- [16] Terminology, the standard human an scaling (Physics of the Human Body by Irving P. Herman)
- [17] “Catalogo generale” AIRWORK
- [18] “Linear drives DGC-K” FESTO
- [19] “Attuatori lineari modulari pneumatici OSP-P / OSPP-BG” Parker
- [20] “serie MY1B” SMC